

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»

УДК _____

До захисту допущено

Завідувач кафедри

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2019 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему «Підвищення ефективності процесу розточування консольною оправкою з однолезовим різцем на токарно-револьверному верстаті»

Виконав (-ла): студент (-ка) II курсу МВ – 81мп

Биба Світлана Костянтинівна

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Науковий керівник д.т.н., проф., Шевченко О.В.

(вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

РЕЦЕНЗЕНТ:

(посада, наукова ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2019

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною
програмою

Спеціальність 131 Прикладна механіка
Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів, роботів
і машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2019 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Биба Світлана Костянтинівна

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації « Підвищення ефективності процесу розточування
консольною оправкою з однолезовим різцем на токарно-револьверному
верстаті»

науковий керівник дисертації д.н.т., проф., Шевченко Олександр Віталійович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від “ ” листопада 2019 року № ____ -с

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження _____

4. Вихідні дані _____

5. Перелік завдань, які потрібно розробити 1. Огляд відомих засобів та методів
вібростійкого розточування на токарно-револьверному верстаті. 2. Технічний
опис токарно-револьверного верстата. 3. Математична модель та моделювання
процесу розточування на токарно-револьверному верстаті. 4. Теоретичні

дослідження частотних характеристик пружної системи розточувальної оправки токарно-револьверного верстата. 5. Дослідження розточувальної оправки з орієнтованою жорсткістю.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу _____

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____

Реферат

Магістерська дисертація, з рис. 47, 4 табл., перелік посилань с 29 найменуваннями, плакатів 11.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗТОЧУВАННЯ КОНСОЛЬНОЮ ОПРАВКОЮ З ОДНОЛЕЗОВИМ РІЗЦЕМ.

Об'єкт дослідження. Процес розточування консольною оправкою на токарно-револьверному верстаті.

Предмет дослідження. Спеціальне інструментальне оснащення.

Мета дослідження. Метою магістерської дисертації є підвищення ефективності процесу розточування за рахунок використання вібростійких розточувальних оправок.

Методи дослідження. Застосування комплексних методів дослідження при токарній обробці, в основу яких входить фізичне, математичне, комп'ютерне моделювання . Обробка експериментальних даних виконувалися з використанням сучасних інтегрованих систем. Експериментальні дослідження проводилися в лабораторних умовах з використанням електронних вимірювальних приладів.

Наукова новизна:

- визначені фактори, що суттєво впливають на процес вібростійкої обробки консольними розточувальними борштангами;
- підтверджено, що встановлення депфуючих елементів в конструкцію борштанги дає можливість підвищити режими вібростійкого розточування;
- рекомендовано для консольних борштанг встановлювати демпфер в центральний поздовжній отвір, діаметр якого не перевищує половини зовнішнього діаметру консольної частини борштанги.

Abstract

Master's Thesis, from fig. 47, 4 tables, the list of references with 29 names, posters 11.

RESEARCH ON THE PROCESS OF BORROWING WITH A ONE-TIME CUTTING.

Object of study. The process of drilling with a cantilever mandrel on a lathe.

Subject of study. Special tooling.

The aim of the study. The aim of the master's thesis is to increase the efficiency of the boring process by using vibration-resistant boring frames.

Research methods. Application of complex research methods for turning, the basis of which is physical, mathematical, computer simulation. The processing of experimental data was performed using modern integrated systems. Experimental studies were carried out in the laboratory using electronic measuring instruments.

Scientific novelty:

- identified factors that significantly affect the process of vibration-resistant cantilever boring borings;
- it is confirmed that the installation of damping elements in the design of the borings allows to increase the modes of vibration-resistant boring;
- It is recommended for cantilever borschangs to install a damper in the central longitudinal opening, the diameter of which does not exceed half the outer diameter of the cantilever part of the borschangs.

Реферат

Магистерская диссертация, из рис. 47, 4 табл., Список ссылок с 29 наименованиями, плакатов 11.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА расточка консольной оправки С однолезового резца.

Объект исследования. Процесс расточки консольной оправкой на токарно-револьверные станки.

Предмет исследования. Специальное инструментальное оснащение.

Цель исследования. Целью магистерской диссертации является повышение эффективности процесса расточка за счет использования вибростойких расточных оправок.

Методы исследования. Применение комплексных методов исследования при токарной обработке, в основу которых входит физическое, математическое, компьютерное моделирование. Обработка экспериментальных данных выполнялись с использованием современных интегрированных систем. Экспериментальные исследования проводились в лабораторных условиях с использованием электронных измерительных приборов.

Научная новизна:

- определены факторы, которые существенно влияют на процесс виброустойчивости обработки консольными расточными Борштанги;
- подтверждено, что установление депфующих элементов в конструкцию борштанги дает возможность повысить режимы виброустойчивого расточки;
- рекомендуется для консольных борштанг устанавливать демпфер в центральный продольное отверстие, диаметр которого не превышает половины наружного диаметра консольной части борштанги.

Зміст

Вступ.....	9
1. Огляд відомих засобів та методів вібростійкого розточування на токарно-револьверних верстатах.....	11
1.1. Інструментальне оснащення для розточування при токарній обробці .	11
1.2. Методи дослідження динамічних процесів у токарних верстатах при розточуванні	21
1.2.1. Показники динамічної якості верстатів.....	22
1.2.2. Динамічні навантаження, що діють у токарних верстатах при різанні.....	22
2. Технічний опис токарно-револьверного верстата.....	31
2.1 Призначення і область застосування	31
2.2. Конструктивні особливості токарно-револьверних верстатів	32
2.3. Технічні характеристики верстата	43
3. Математична модель та моделювання процесу розточування на токарно-револьверному верстаті	44
3.1. Особливості налагодження токарно-револьверного верстата при розточуванні	44
3.2. Розробка принципової схеми процесу розточування на токарно-револьверному верстаті.....	46
3.3. Реалізація математичної моделі процесу розточування консольною оправкою на токарно-револьверному верстаті.....	51
3.4. Дослідження впливу наявності внутрішньої порожнини для встановлення демпфера в консольній частині борштанги на її радіальну жорсткість	58
4. Теоретичні дослідження частотних характеристик пружної системи розточувальної оправки токарно-револьверного верстата	60

4. Дослідження розточувальної оправки з орієнтованою жорсткістю	69
5.1. Результати моделювання дослідної конструкції розточувальної оправки з орієнтованою жорсткістю	69
5.2. Дослідження впливу наявності внутрішньої порожнини для встановлення демпфера в консольній частині розточувальної оправки на її радіальну жорсткість	75
5.3. Результати дослідження динамічних характеристик розточувальної оправки	81
ВИСНОВКИ	87
Список літератури	89

Вступ

В даній магістерській дисертації розглянутий процес розточування на токарно-револьверному верстаті та підвищення ефективності цього процесу. Аналіз здійснено на основі експериментальних та теоретичних досліджень статичних і динамічних характеристик консольних оправок (борштанг) і за результатами отриманих досліджень визначені напрямки покращення їх вібростійкості в процесі розточування.

Основна обробка на токарних верстатах здійснюється нежорстким консольним інструментальним оснащенням, такими як борштанги, оправки, різцетримачі та інші. Але при використанні консольних інструментів зазвичай виникають вібрації при різанні, через що знижується якість, продуктивність і, головне, точність оброблюваних деталей, а також обмежуються технологічні можливості верстатів.

Особливістю процесу розточування на токарно-револьверних верстатах (ТРВ) середнього типорозміру є невисокі режими різання при чорновій та напівчистовій обробці, що пов'язано з обмеженою радіальною жорсткістю консольної частини розточувальної оправки. При розточуванні вибір інструменту залежить від діаметру обробки, а довжина чи глибина отвору визначає виліт консолі. При цьому виліт консолі вибирається мінімальним, а діаметр за можливістю максимальним, що обмежується діаметром отвору. Крім того, необхідно забезпечити безперешкодне відведення стружки та достатній радіальний хід інструменту. Вказані обмеження обумовлюють необхідність детального відпрацювання конструкції розточувальної оправки для забезпечення стабільності процесу різання.

Консольна оправка, як найменш жорстка ланка технологічної системи верстата, найбільше схильна до виникнення надмірних вібрацій. Розточувальна

оправка в процесі різання здійснює поздовжні, поперечні та крутильні коливання, що мають домінуючий вплив на рівень відносних коливань між інструментом і деталлю. Зниження рівня інтенсивності коливань консольних оправок є актуальною проблемою та важливим шляхом підвищення продуктивності, точності та якості оброблених поверхонь.

Забезпечення потрібної вібростійкості процесу розточування консольними оправками зазвичай здійснюється за допомогою таких заходів:

1) Підвищенням статичної жорсткості, власної частоти коливань та демпфіруючих властивостей оправок шляхом раціонального вибору їх конструктивних параметрів.

2) Оптимальною орієнтацією головних осей жорсткості пружної системи різального інструменту.

3) Застосуванням демпферів та гасників коливань.

4) Регулюванням жорсткості пружної системи інструменту та пошуку узгодження її з орієнтованою жорсткістю пружної системи верстату.

Від вибору параметрів інструментального оснащення шляхом забезпечення його необхідних статичних та динамічних характеристик суттєво залежить покращення пружно-демпфіруючих властивостей всієї технологічної оброблювальної системи верстата, що підвищує продуктивність та точність токарної обробки.

1. Огляд відомих засобів та методів вібростійкого розточування на токарно-револьверних верстатах

1.1. Інструментальне оснащення для розточування при токарній обробці

Найголовнішою особливістю обробки точних отворів є недостатня жорсткість застосовуваного інструмента і його висока схильність до пружних деформацій під впливом зусилля обробки.

Зі збільшенням глибини отвору різко зростають труднощі досягнення високої продуктивності, необхідної і стабільної якості поверхні. Як наслідок, з усіх циліндричних поверхонь деталей різного призначення, що застосовуються в машинобудуванні, найбільш трудомісткими і складними в обробці є глибокі отвори.

Вибір того чи іншого методу обробки отвору залежить від його розмірів і точності, властивостей матеріалу заготовки, вимог до якості поверхневого шару і продуктивності.

При чорнових операціях переважно використовують токарну обробку свердлами, зенкерами, розгортками, різцевими головками, а при чистових операціях - тонке розточування, процес шліфування - внутрішнє шліфування і хонінгування.

Для підвищення якості поверхневого шару широко застосовуються методи ППД: вигладжування, обкатування роликами. Для забезпечення вимог щодо якості, точності і досягнення заданої шорсткості поверхні необхідна наявність в технології як чорнової, так і чистової обробки.

На чорнових операціях застосовуються токарно-гвинторізні, копіювально-бесцентровошліфовальні верстати, при цьому використовується інстру-

мент і оснащення, що враховують особливості обробки отворів. При чорно-вій обробці виникають небажані явища, такі як вібрації, що з'являються в зв'язку з тим, що інструмент в процесі обробки піддається великим крутним і згинальним моментам, збільшується податливість технологічної системи, виникають труднощі підведення змащувально-охолоджувальної рідини (МОР), ускладнене видалення стружки із зони різання, неможливість безпосереднього візуального контролю над процесом обробки та ін. [1].

Відомі пристрої для гасіння коливань динамічної системи «інструмент-деталь» під час токарної обробки, як правило, класифікують за основними напрямками покращення динамічної якості. За принципами дії розрізняють пристрої, що підвищують демпфірування, що створюють сили, рівні та протилежно направлені силам, які збурюють, комбіновані, активної чи пасивної дії.

Для чистової обробки отворів використовують різні за конструкцією різцеві головки. Вибір того чи іншого інструменту залежить від глибини оброблюваного отвору, фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу, діаметра отвору, необхідної точності і продуктивності. Для чистової обробки отворів з діаметрами більше 70 мм з подальшим розкатування роликами найбільш часто застосовуються головки з плаваючими блоками різців. Вони дозволяють отримати досить високу точність обробленого отвору в межах 6 ... 8 квалітетів точності за рахунок великої жорсткості різців в радіальному напрямку. Тому похибка залежить тільки від настройки різців на заданий розмір, яка здійснюється поза верстатом з точністю (0,001 ... 0,01) мм. У промисловому виробництві переважно використовуються головки різцеві з призматичними плаваючими блоками, встановленими в прямокутному пазу, виконаному в корпусі інструменту з можливістю радіального зміщення блоку під впливом різниці сил різання, що діють на протилежно розташовані різці. У представленій на рис. 1.1.1, а базовій різцевій голівці, крім досягнення точності розмірів, необхідно призначити допуски на відхилення від паралельності протилежно розташованих поверхонь і перпендикулярності суміжних

стінок паза, в якому розташований різцевий блок, що викликає певні технологічні труднощі. Перераховані недоліки легко усуваються застосуванням циліндричного плаваючого різцевого блоку (рис. 1.1.1, б). Така різцева головка складається з корпусу 1, всередині якого встановлено циліндричний плаваючий блок 2. Для запобігання повороту різцевого блоку 2 в його корпусі розташована призматична шпонка 3 з отвором, в якій вставлений штифт 4 [2].

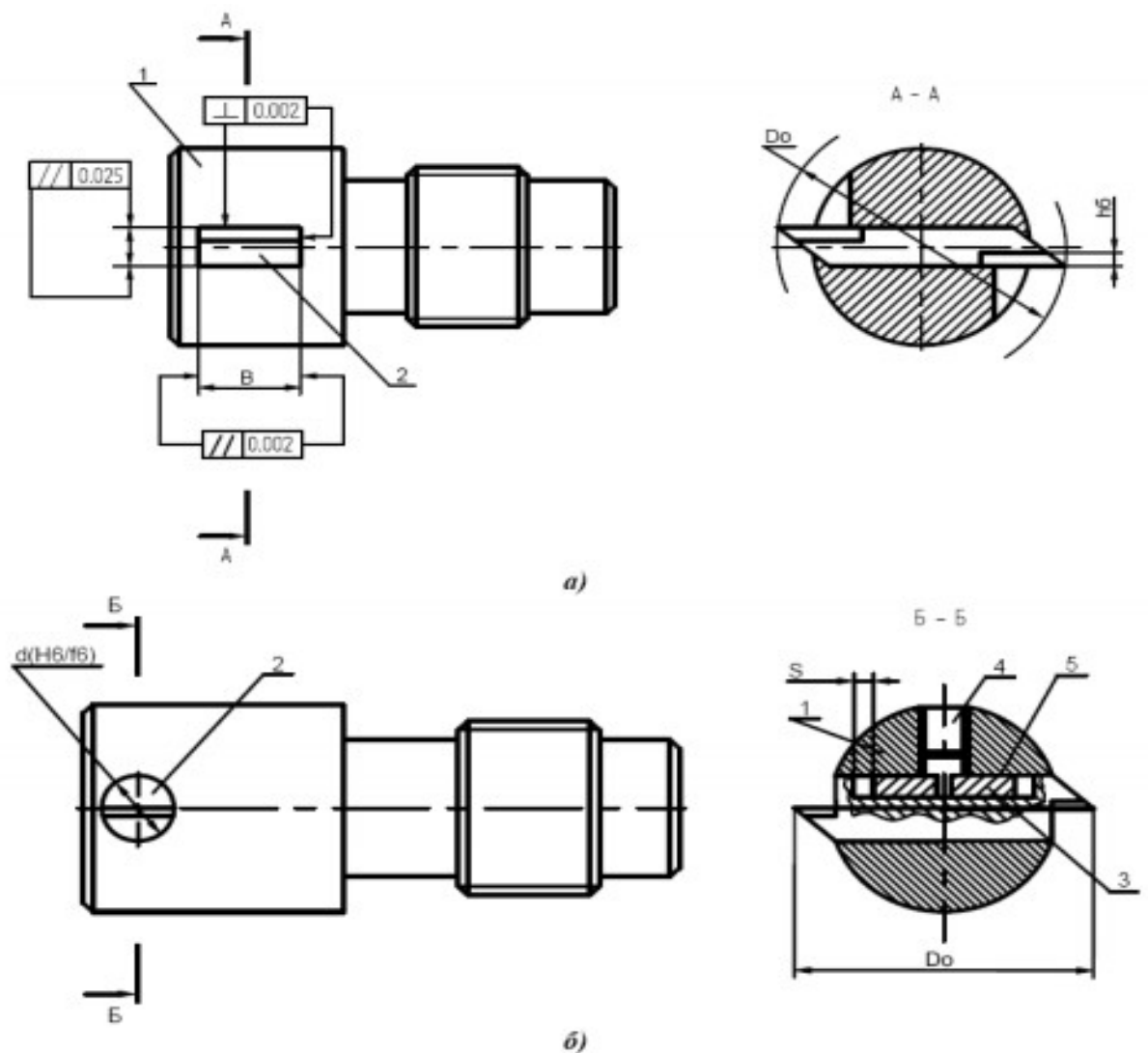


Рис. 1.1.1. Головки для чистового розточування глибоких отворів:
а) з жорстким плаваючим різцевим блоком; б) з плаваючими різцями в різцевому блоці

В цьому випадку в корпусі різцевої головки достатньо обробити одну циліндричну поверхню, задана точність якої може бути забезпечена різними

методами, такими як протягування, розгортання, внутрішнє шліфування, тонке розточування. Перевагою використання даного інструменту є зниження часу на переналагодження завдяки конструкції із застосуванням циліндричного плаваючого різцевого блоку.

У конструкції на рис. 2 застосовуються твердосплавні пластини прямокутного перетину, які встановлюються в спеціально підготовлені для них у корпусі інструменту пази. Кріплення пластин здійснюється конічними штифтами [2].

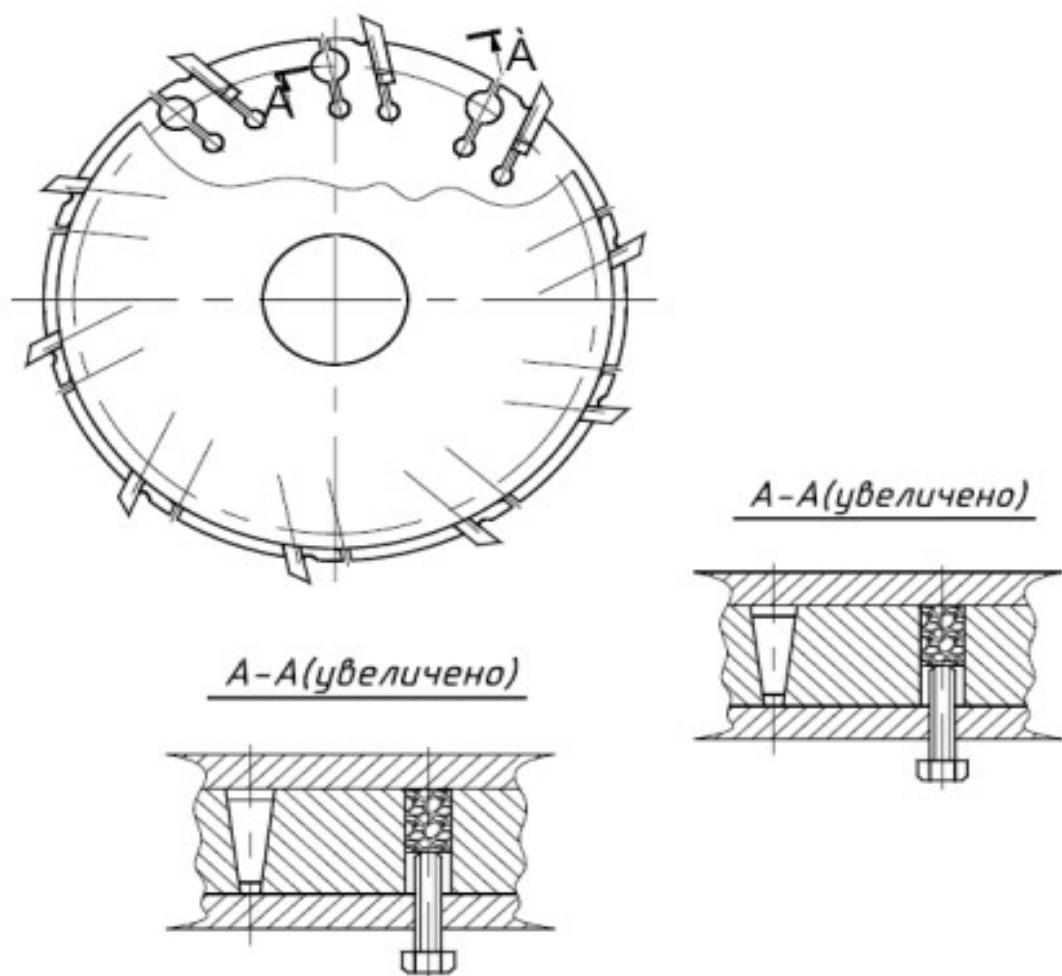


Рис. 1.1.2. Багаторіздева розточувальна головка

Застосування люнетів, що підтримують борштангу і оброблювальний інструмент, значно знижує продуктивність через великий допоміжний час, необхідний для їх установки, перевстановлення та підготовки поверхонь для їх установки.

Підвищення продуктивності та приведення рівнодіючої сил різання, що діють на нежорстку заготовку, до нуля, можна досягти застосуванням багаторізцевих головок, які оснащені декількома ріжучими елементами, розташованими рівномірно по колу навколо оброблюваної поверхні. Різці можуть бути налаштованими на заданий розмір, або з можливістю переміщення в радіальному напрямку, причому або жорстко один щодо одного, або незалежно.

На рис. 1.1.3. представлена конструкція плаваючої дворізцевої головки, що має можливість радіального зміщення внаслідок радіального биття заготовки [2].

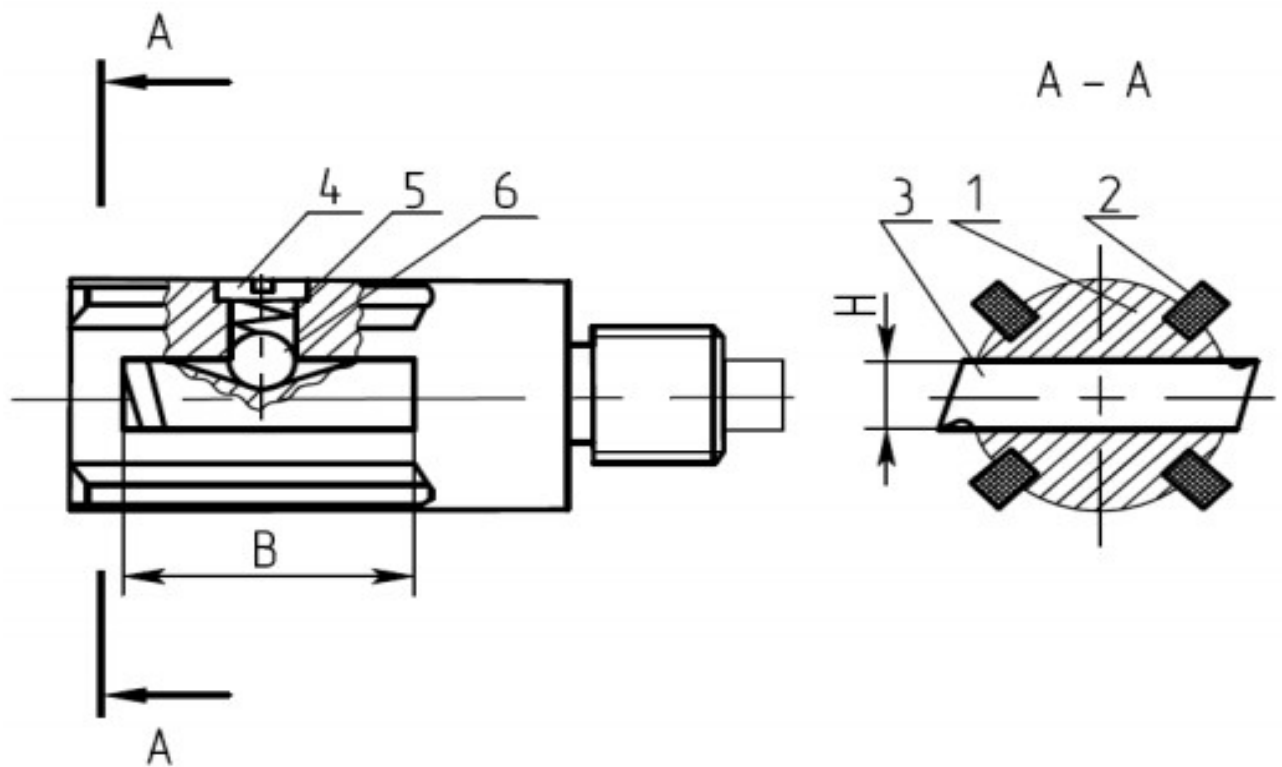


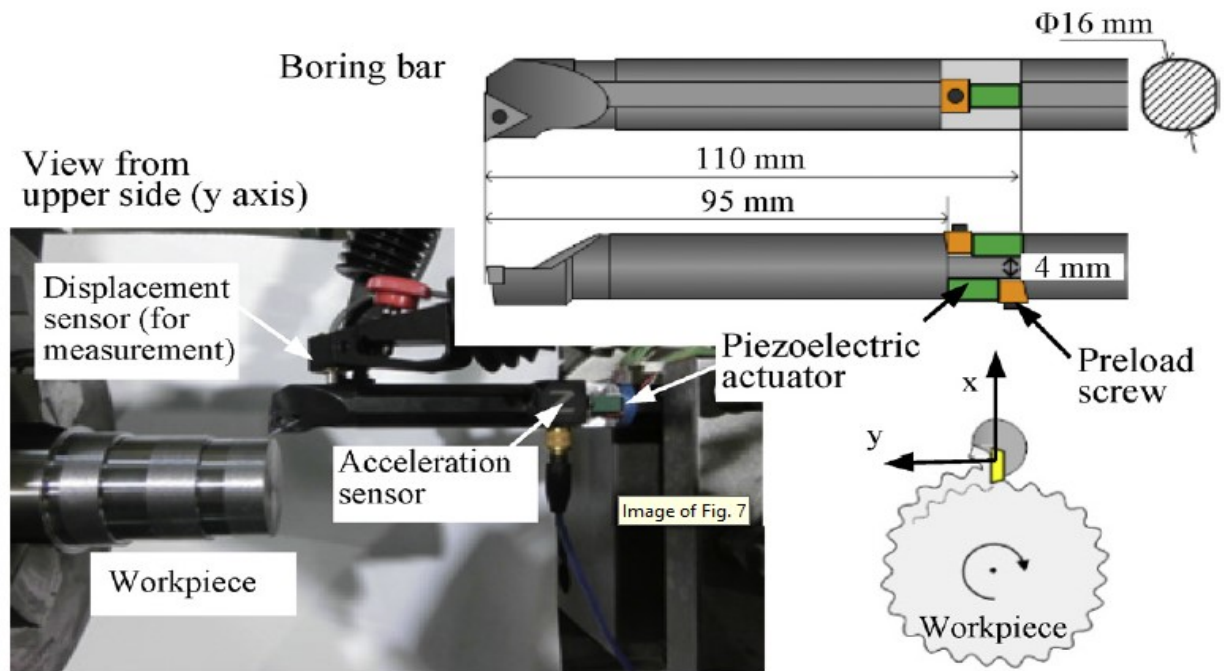
Рис. 1.1.3. Плаваюча дворізцева розточна головка:

1 - оправка, 2 - напрямна шпонка, 3 - плаваючий різець, 4 - штифт, 5 - пружина, 6 - кулька

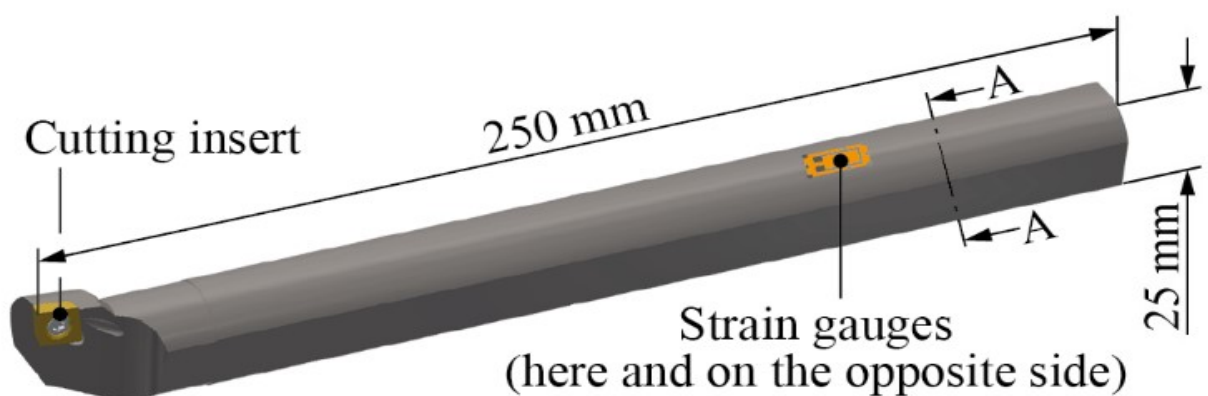
Налаштування на розмір в такій голівці забезпечується переміщенням ріжучих елементів відносно один одного в радіальному напрямку, в тому випадку, коли він є збірним, або заточкою, коли різець є цілісним. Оскільки плаваючий блок різців має велику твердість, то забезпечується точність роз-

мірів в межах 7 ... 9 квалітету. Однак подібні різцеві головки відносяться до інструментів без визначеності базування.

Гібридний поглинач з п'єзоелектричними приводами та ланцюгом LR був розроблений для придушення вібрації борштанги. Оптимізовані параметри LR були отримані аналітично [3] та з застосуванням експериментальної установки (рис. 1.1.4).



a)



б)

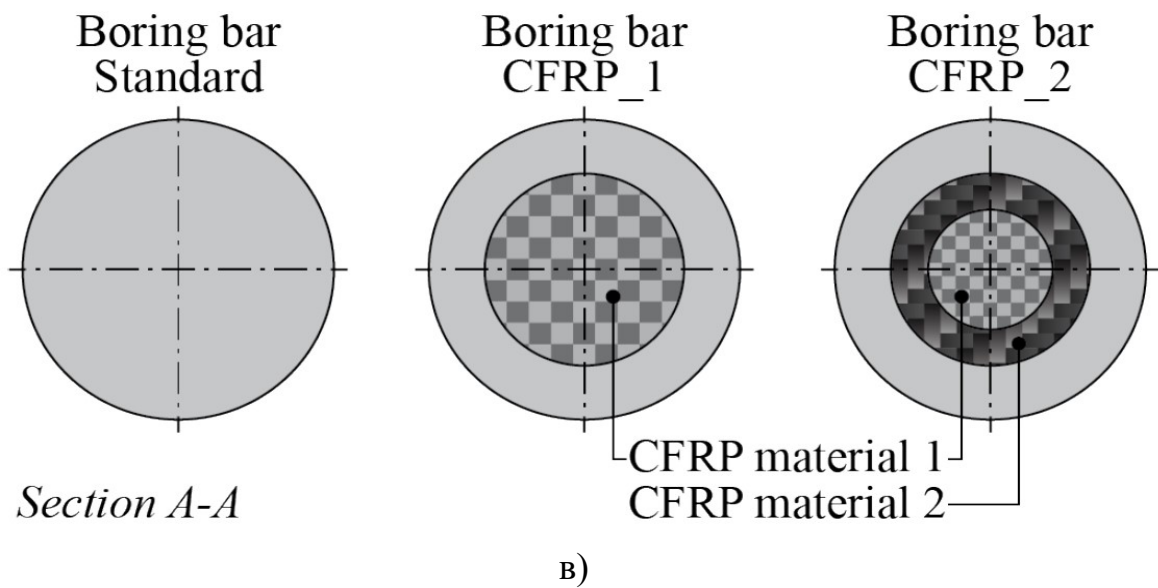


Рис. 1.1.4. Гібридний поглинач з п'єзоелектричними приводами:

а) експериментальна установка; б) досліджувана борштанга; в) варіанти заповнення порожнини борштанги

Вплив заповнення порожнин борштанг на їх динамічний стан визнаний суттєвим і спроможним для підвищення межі їх вібростійкості. Встановлено також, що межа вібростійкості борштанг залежить не тільки від їх власних механічних властивостей, але і від їх фіксації та від верстата. Зокрема, зі збільшенням довжини консолі, механічні властивості гомогенного внутрішнього ядра CFRP призводять до значно нижчої сприйнятливості при більш високій власній частоті порівняно з еталонним інструментом. Через те, що динамічна поведінка та технічні можливості ріжучих інструментів безпосередньо пов'язані, оптимізація динамічної поведінки також призводить до підвищення технічної спроможності. Таким чином, параметри обробки, що обмежують продуктивність, можуть бути підвищені для досягнення явно більш високого ЗКД і, таким чином, підвищення продуктивності в операціях обробки. Описаний підхід за висновком авторів може бути застосований при розробці та виготовленні ріжучих інструментів у суміжних областях застосування із зазвичай високою довжиною консолей, таких як свердління чи фрезерування.[4]

Одним із шляхів підвищення ефективності дії динамічних гасників коливань є розподіл додаткового вантажу на декілька частин (рис.1.1.5). Рекомендується застосовувати такі конструкції при розточуванні довгих отворів, коли навіть застосування додаткових шпинделів не дає вагомого результату [5].

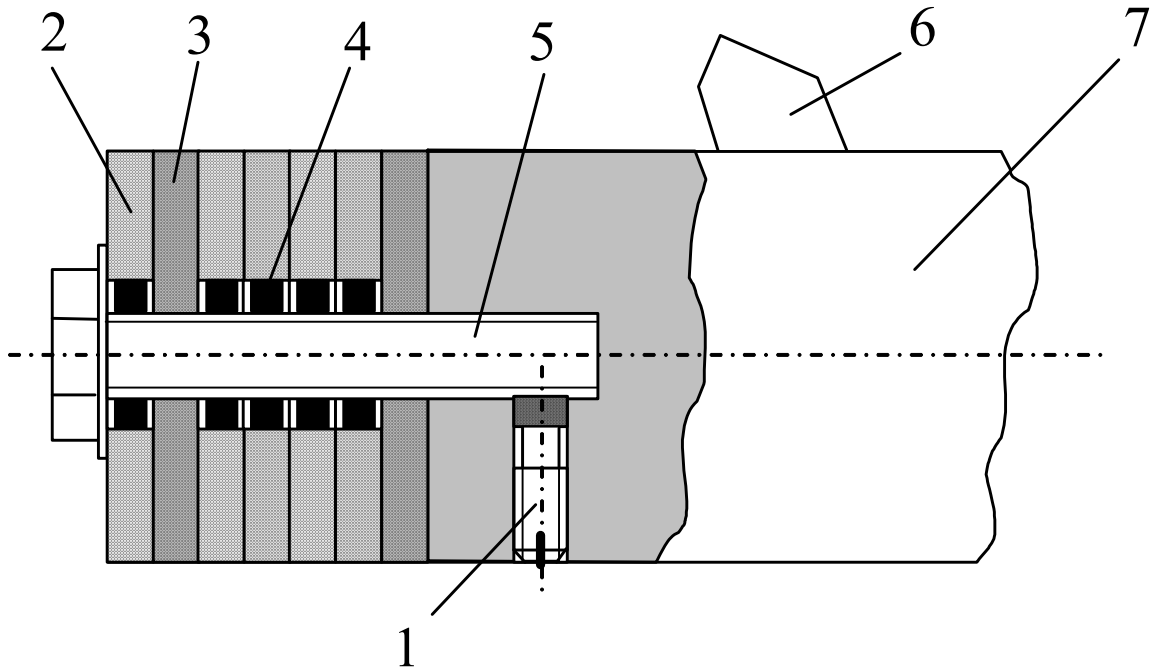


Рис.1.1.5. Багатомасовий віброгасник з регульованими параметрами

Гасник коливань борштанги 7 з закріпленим на ній різцем 6 складається з гвинта 5, що регулює, з насадженими на нього кільцями 2. Між кільцями і гвинтом встановлені гумові втулки 4. Набір кілець 2 та гумових проміжних кілець 3 стягується гвинтом 5. Після регулювання сили затиску, гвинт 5 закріплюється від саморозкручування гвинтом 1 мідною прокладкою та пружним кільцем. Випробування довели значне зниження вібрацій, шорсткість обробленої поверхні зменшується, якість підвищується [15],

Представлено віброгасник конструкції Л.К. Кучми з пружними головками рис. 1.1.6. На корпусі віброгасника встановлені головки 4 із плунжером 6, що несе на осі 3 шарикопідшипник 2. В отвір плунжера вставлена пружина 5. Натяг пружини створюють навантажувальним гвинтом 7. Під дією цього гвинта тиск передається на спіральну пружину, що, у свою чергу,

давить на плунжер і тим самим притискає шарикопідшипник до поверхні оброблюваної деталі з необхідною силою.[15]

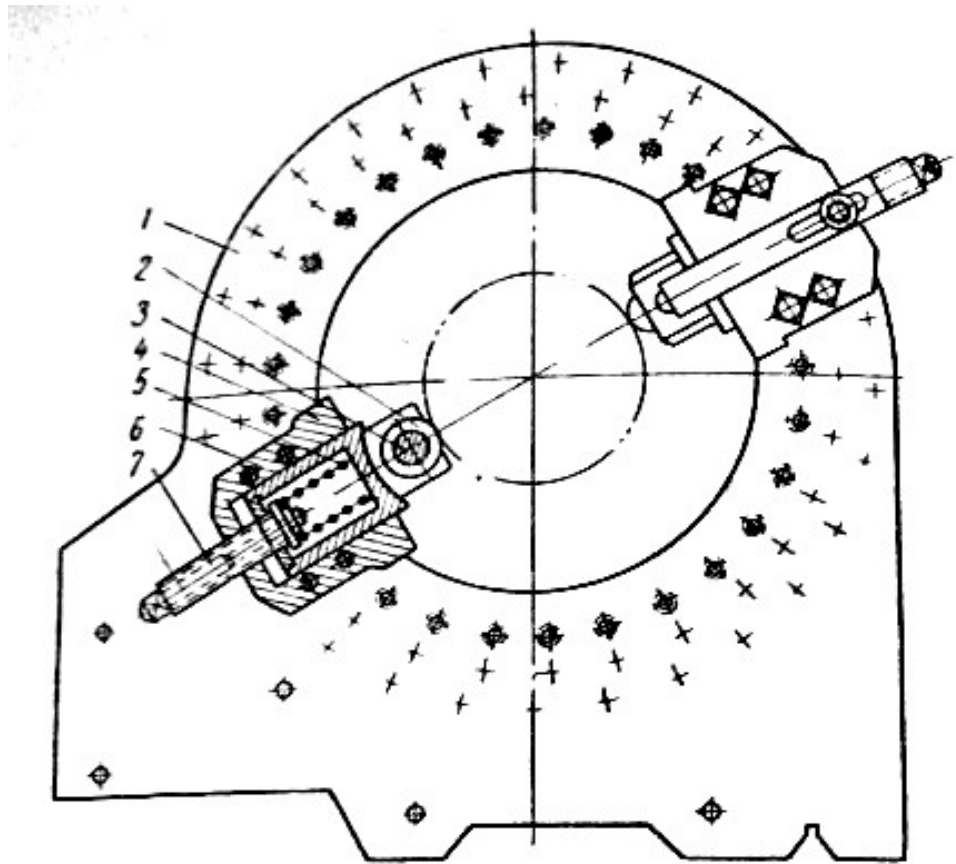


Рис. 1.1.6 Віброгасник з пружними головками конструкції Л.К. Кучми.

При обробці довгих валів без постановки люнетів рекомендують застосовувати консольний різцетримач рис. 1.1.7, який закріплюють в різцевій головці токарного верстата. Вісь направляючого ролика нахилена до вертикалі під кутом 45° й проходить через вершину різця. При цьому із зміною діаметра обробки досягається незначна зміна кута лінії центрів ролика та деталі з вертикаллю, причому кут лінії центрів коливається в діапазоні $20-30^\circ$, тобто в основному досягається замкнення сил в системі деталей – інструмент. При використанні подібного різцетримача відтиск деталі стає незначним й відпадає необхідність у використанні люнету навіть при використанні довгих та тонких деталей.[15]

До складу механізму на рис 1.1.7 входить множина обтяжувальних елементів, розташованих в циліндричній порожнині стрижневої частини

державки. Елементи розділені радіально один від одного і в круговому напрямку навколо порожнини. Піджимальним елементом поверхні обтяжувальних елементів приводяться до поверхневого контакту між собою для досягнення потрібного рівня поглинання енергії вібрації за рахунок тертя між зазначеними поверхнями. [6].

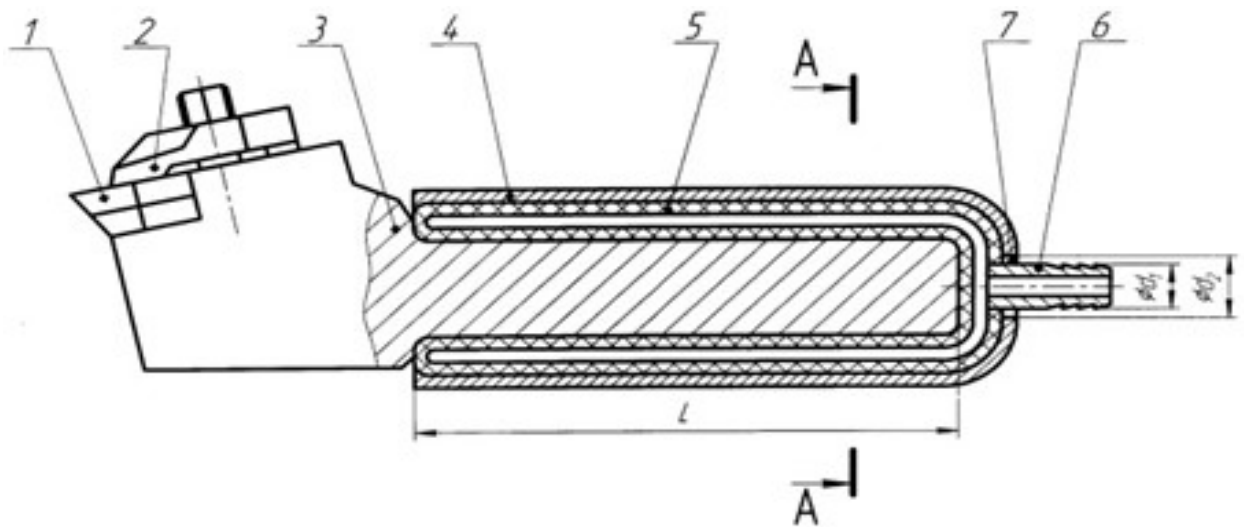


Рис. 1.1.7. Механізм демпфування з множиною обтяжувальних елементів (1- ріжуча пластина, 2- кріплення, 3- державка, 4- металева склянка, 5- еластична оболонка, 6- циліндричний штуцер, 7- отвір)

Як правило, обтяжувальні елементи виконують із надтвердих сплавів на основі карбіду вольфраму. Ці елементи в поперечному перерізі можуть мати різні форми та бути еквідістантно розташованими між собою та бути додатково розділеними в напрямку вісі порожнини. Енергія вібрацій за рахунок застосування таких заходів може поглинатися у вигляді енергії тертя або енергії ударів між розділяючими поверхнями. [15]

На рис 1.1.8. наведений варіант державки з демпфіруючим пружнодеформованим елементом за [7].

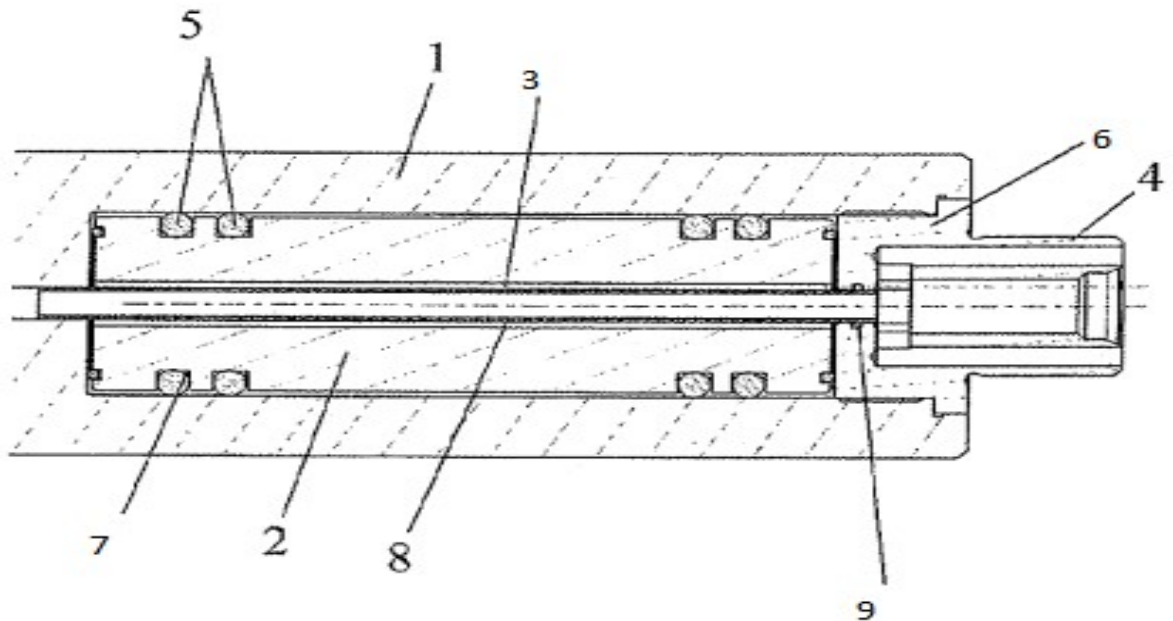


Рис. 1.1.8. Оправка з демпфіруючим пружнодеформованим елементом
Засіб демпфірування у вигляді пружнодеформованих елементів розташований у внутрішній порожнині державки та утримується в ній із забезпеченням можливості регулювання жорсткості гвинтовим механізмом.

Деяке розглянуте експериментальне оснащення зображене в Додатку А.

1.2. Методи дослідження динамічних процесів у токарних верстатах при розточуванні

Підвищення продуктивності машин призводить до росту динамічних навантажень, збільшенню динамічних помилок у законах руху робочих органів і тим самим викликає необхідність проведення всебічного динамічного аналізу машини на стадії її проектування. Усе більшої стає роль динамічних факторів в екологічних проблемах машинобудування: шум і вібрація, утворювані машинами, стають найважливішими джерелами «забруднення» середовища, роблять шкідливий вплив на технічні об'єкти і на людей. У зв'язку з цим особливу актуальність набувають задачі зниження віброактивності механізмів, рішення яких пов'язано з динамічним аналізом машин.

1.2.1. Показники динамічної якості верстатів.

Для оцінки якості динамічних систем верстатів використовують такі показники, як: запас і ступінь усталеності, відхилення параметрів системи при зовнішніх впливах, швидкодія, утворюваний шум і вібрація й інші.

Показники динамічної якості використовують для оцінки вихідних характеристик верстатів, таких як, наприклад, продуктивність, і точність роботи, якість обробки деталей, санітарно-гігієнічні норми шуму і вібрацій.

Основні засоби підвищення вібростійкості верстатів при різанні сформульовані в роботі [8], це:

- оптимальна орієнтація головних осей жорсткості і добір співвідношень жорсткостей і мас елементів системи;
- забезпечення умов, при яких збільшення сили різання викликає відтискання інструменту від оброблюваної деталі;
- збільшення демпфірування систем.

Для забезпечення вібростійкості пружної системи верстата, особливо при розточуванні однолезовим різцем, її жорсткість повинна бути як можливо більшою в напрямку сили різання, а в інших напрямках жорсткість системи повинна бути менше, щоб не сприяти втраті стійкості системи внаслідок координатного зв'язку.

1.2.2. Динамічні навантаження, що діють у токарних верстатах при різанні

При динамічних розрахунках приводів верстатів визначають частоти вільних коливань і форми коливань на цих частотах, максимальні динамічні перевантаження при перехідних процесах і ступінь близькості до резонансу при сталому режимі.

Для математичного опису пружної системи токарного верстата необхідно в технологічній системі верстата виділити вузли і механізми, що роблять домінуючий вплив на точність обробки деталей. Ці вузли і механізми утворюють пов'язані між собою частини пружної системи токарного верстата.

Основними частинами, які можна виділити як окремі (парціальні) системи, є такі: шпиндель-патрон-деталь, привід деталі, з одного боку, і різзальний інструмент - револьверний супорт з іншого. Математичні моделі окремих підсистем верстата як правило об'єднуються в одну комплексну математичну модель. При динамічних дослідженнях верстатів розрізняють дві основні групи елементів, що складають динамічну модель верстата. Це - пружна система і робочі процеси, зокрема процес різання.

При розробці математичної моделі динамічної системи верстата як правило приймають такі допущення: зовнішні навантаження є зосередженими; шпиндельному вузлу і валам приводу головного руху відповідають стрижневі елементи, а опорам, пасовим передачам і стикам - зосереджені пружнодисипативні елементи; деталі, насаджені на вали (зубчате колесо, шків і т.п.), а також ротор електродвигуна, супорт і задня бабка подані у вигляді зосереджених мас, станина з основою - у вигляді твердого тіла; віброзбурюючі впливи від елементів приводу головного руху передаються на станину через стінки шпиндельної бабки; з'єднання інструмента з супортом вважається жорстким.

У рамках прийнятих допущень вимушені відносні коливання інструмента і заготовки в сталому режимі описуються системою лінійних диференціальних рівнянь [9]:

$$M\ddot{\vec{Y}} + (C + iD)\dot{\vec{Y}} = \vec{P}(i\omega t), \quad (1.2.1)$$

де \vec{Y} - вектор переміщень вузлів кінцево-елементної сітки; M , C , D - глобальні симетричні матриці відповідно мас, жорсткості і демпфірування; $\vec{P}(i\omega t)$ - вектор віброзбурень; ω - вектор кругових частот впливів, що обурюють; t - поточний час; $i = \sqrt{-1}$.

В роботі [10] модель пружної системи супортної групи представлена як система з двома степенями вільності. Схема системи показана на рис. 1.2.1. В якості узагальнених координат прийняті взаємно перпендикулярні головні осі жорсткості з врахуванням того, що рухи в напрямку цих координат незалежні, тобто координати нормальні. Координата η_1 відповідає максимальному коефіцієнту жорсткості C_1 , а координата η_2 - мінімальному коефіцієнту жорсткості C_2 . За початок координат прийнято вершину різця, вісь y направлено по нормалі до оброблюваної поверхні, а вісь z - перпендикулярно до неї. Сила різання P прикладена під кутом α до напрямку осі z ; вісь η_1 становить кут β з напрямком дії сили P .

З врахуванням лінійності характеристик жорсткості та пропорційності сили опору швидкості рівняння руху системи за нормальними координатами наведено у вигляді:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{\eta}_1 + h_1 \cdot \dot{\eta}_1 + c_1 \cdot \eta_1 = P \cdot \cos \beta \\ m_2 \cdot \ddot{\eta}_2 + h_2 \cdot \dot{\eta}_2 + c_2 \cdot \eta_2 = P \cdot \sin \beta \end{cases} \quad (1.2.2)$$

де m_1 , m_2 - приведена до відповідних координат маса системи; h_1 , h_2 - приведені коефіцієнти демпфірування. Для зв'язку узагальнених координат y і z з головними координатами η_1 і η_2 використовують рівняння [11]:

$$\begin{cases} y = \eta_2 \cdot \cos(\alpha + \beta) - \eta_1 \cdot \sin(\alpha + \beta) \\ z = \eta_2 \cdot \sin(\alpha + \beta) + \eta_1 \cdot \cos(\alpha + \beta) \end{cases} \quad (1.2.3)$$

Стаціонарне рішення (реакцію) кожного з рівнянь (1.2.2) окремо на одиничний гармонійний вплив $P = e^{i\omega t}$, що діє в напрямку сили різання, знаходять за методом комплексних амплітуд у вигляді

$\eta_1 = W_1 \cdot e^{i\omega t}$ та $\eta_2 = W_2 \cdot e^{i\omega t}$, W_1 та W_2 - частотні передаточні функції головних коливань розімкненої системи, що в операторній формі мають вигляд:

$$W_1 = \frac{\cos \beta \cdot \sin(\alpha + \beta)}{C_1(T_{11}^2 \cdot p^2 + T_{12} \cdot p + 1)}; W_2 = \frac{\sin \beta \cdot \cos(\alpha + \beta)}{C_2(T_{21}^2 \cdot p^2 + T_{22} \cdot p + 1)}, \quad (1.2.4)$$

The diagram shows a mechanical system in a 2D plane with a vertical z -axis and a horizontal y -axis. A mass m_1 is represented by a rectangle on the y -axis. A spring with stiffness c_1 connects the origin to a mass c_1 , which is part of a circular ring. A force P is applied to the ring at an angle α from the z -axis. Two other springs, c_2 and c_3 , are attached to the ring at angles β and γ from the z -axis, respectively. These springs are connected to fixed supports along the η_1 and η_2 directions.

При роботі верстата його пружна система та процес різання утворюють замкнену динамічну систему, сталість якої можна визначити за характеристикою розімкненої системи.

Розрахункова схема для аналізу технологічної системи верстата в процесі розточування представлена на рис. 1.2.2 [12]. При моделюванні використано наступні позначення: – $m1$ і $m2$ – маси інструменту і заготовки з координатами $x1$ і $x2$, відповідно; $c1$ і $c2$ – жорсткості оброблюваного виробу та борштанги; $h1$ і $h2$ – лінійні коефіцієнти демпфирування; $c3$, $h3$ – еквівален-

тна жорсткість і коефіцієнт демпфірування зони різання; V_u і V_k – лінійні швидкості поверхонь заготовки і інструменту, відповідно; z – відстань між опорою борштанги і верстатом.

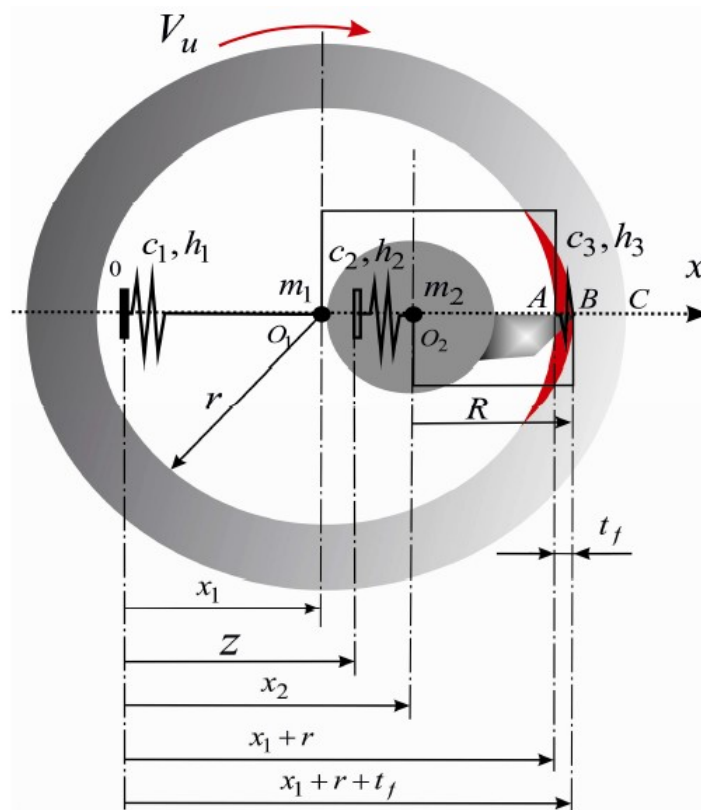


Рис. 1.2.2. Розрахункова схема процесу розточування на токарному верстаті

На рис. 1.2.3 наведена розрахункова схема глибокого розточування [13]. При моделюванні прийняті наступні допущення: - в якості домінуючої коливальної системи розглядається консольно закріплена оправка з розточувальною головою; - досліджуються коливання тільки в площині YOZ, перпендикулярної до осі заготовки; - маса коливальної системи приведена до вершини різця.

Як видно з рис. 1.2.3, заготовці надається головний обертальний рух $D\gamma$, а розточувальному інструменту - поступальне подача DS .

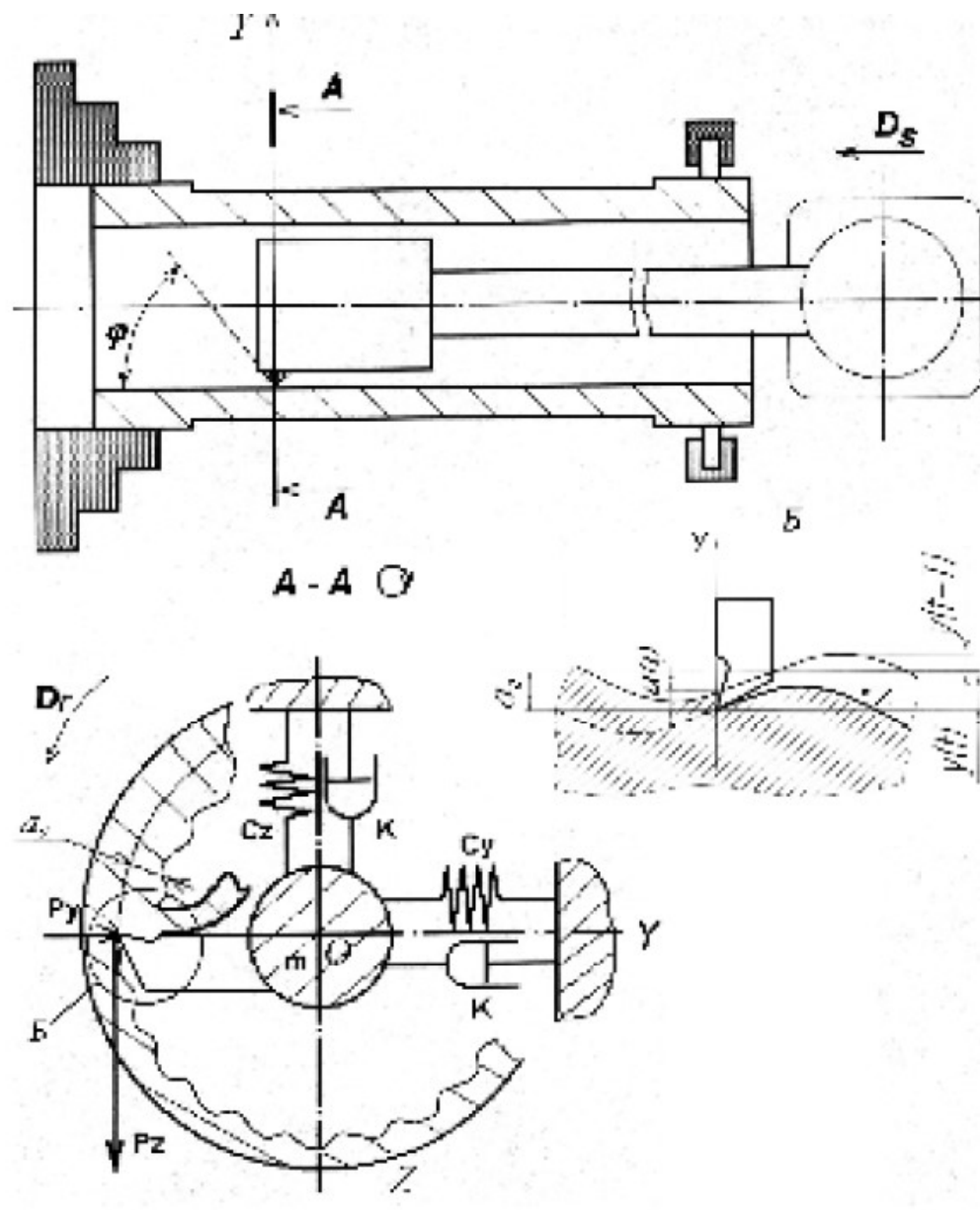


Рис. 1.2.3. Розрахункова схема глибокого розточування

Математична модель представлена у вигляді системи рівнянь :

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + K \dot{y} + C_y y &= P_y(t), \\ m\ddot{z} + K \dot{z} + C_z z &= P_z(t), \end{aligned}$$

де m - еквівалентна зосереджена маса коливальної системи; K - узагальнений коефіцієнт опору (демпфування); C_y , C_z - коефіцієнти узагальненої жорсткості системи. Для опису складових сили різання: радіальної P_y і тангенціальної P_z - використовуються статичні залежності, приведені в нормативах режимів різання.

Також треба врахувати, що при збудженні коливань в технологічній системі фактичні значення параметрів перерізу зрізу : товщина a і ширина b - почнуть змінюватися, що викличе зміну складових сили різання P_y і P_z . Ці зміни стають ще значнішими починаючи з другого обороту заготовки, коли обробка здійснюється "за слідом".

Таким чином, складові P_y і P_z , з урахуванням вказаних змін параметрів перерізу зрізу, а також фазової характеристики сили різання τ , в якості якої часто приймається відставання сили різання від зміни товщини зрізу, можуть бути представлені у виді:

$$P_y = C_{Py} \cdot \{b(t - \tau)\}^{X_{py}} \cdot \{a(t - \tau)\}^{Y_{py}} \{v(t)\}^{Z_{py}},$$

$$P_z = C_{Pz} \cdot \{b(t - \tau)\}^{X_{pz}} \cdot \{a(t - \tau)\}^{Y_{pz}} \{v(t)\}^{Z_{pz}}.$$

Еквівалентна механічна модель борштанги в розподіленій ідеалізації зображена на рис. 1.2.4 [14].

У зв'язку з великою глибиною оброблюваних отворів ($l / d \gg 5$, де l , d - глибина і діаметр отвору) борштанга представляється у вигляді пружного стрижня з безперервним розподілом маси з урахуванням її жорсткого кріплення до супорта на одному кінці і особливостей процесу металообробки на іншому.

Передбачається, що матеріал борштанги має властивість однорідності і ізотропності і справедлива гіпотеза плоских перерізів. Відповідно до приведених на малюнку позначень $\varphi(x, t)$, $u(x, t)$ і $z(x, t)$ описують крутильні і поперечні коливання борштанги відносно осей x , y і z відповідно. В процесі обробки глибоких отворів при коливаннях борштанги формуються динамічні сили різання $F_{різ}$ і моменти різання $M_{різ}$ і тертя M_T .

Одні з них пов'язані з силами тертя напрямних, а інші - з динамічними силами різання. Є ряд причин, що викликають поперечні автоколивання: по-перше, швидкість різання зазвичай знаходиться в зоні, що відповідає падаючій ділянці залежності сили різання від швидкості; по-друге, коливання товщини зрізуваного шару призводить до зміни сил, яке змінюється із запізнен-

нням по відношенню до зміни товщини зрізу і збуджує і посилює автоколивання. Виникнення крутильних автоколивань може відбуватися під впливом тих же чинників, що виникнення поперечних автоколивань.

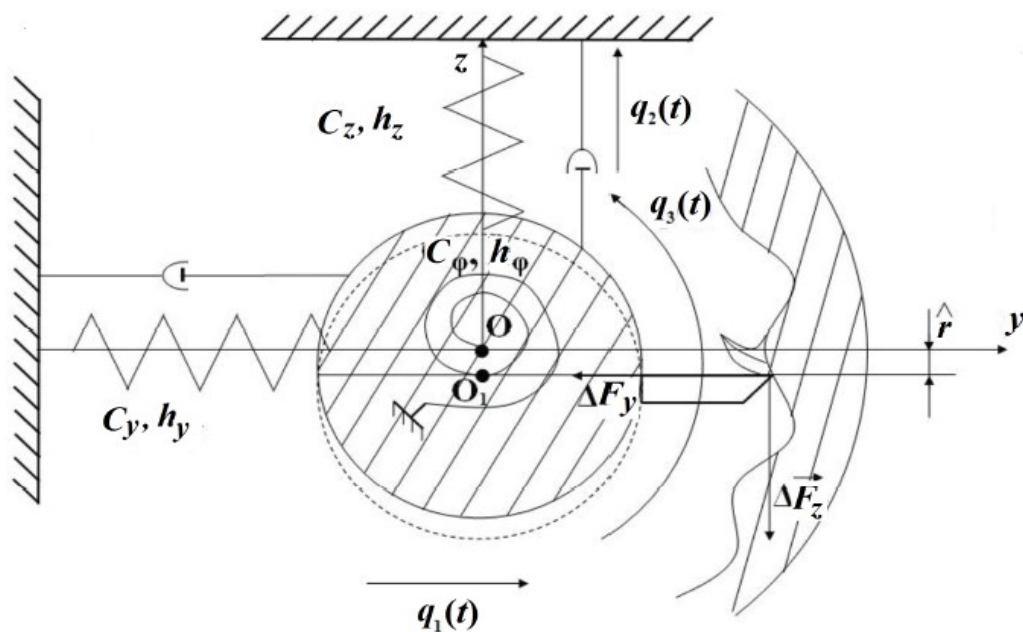
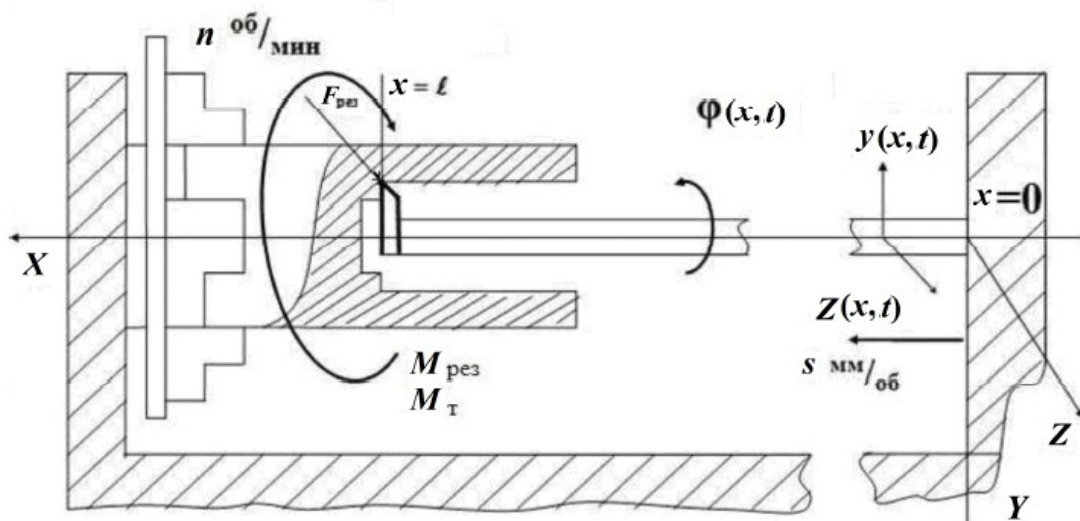


Рис. 1.2.4. Еквівалентна механічна модель процесу розточування консольною борштангою

Відповідно до рис. 1.2.4 математична модель, що описує взаємозв'язок крутильних та поперечних коливань борштанги, має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
m_{\text{пр}} \ddot{q}_1(t) + m_{\text{пр}} \hat{r} \ddot{q}_3(t) + h \dot{q}_1(t) + c q_1(t) &= -\Delta F_y, \\
m_{\text{пр}} \ddot{q}_2(t) + h \dot{q}_2(t) + c q_2(t) &= -\Delta F_z, \\
(J_{\text{пр}} + m_{\text{пр}} \hat{r}^2) \ddot{q}_3(t) + m_{\text{пр}} \hat{r} \ddot{q}_1(t) + \\
+ h_{\varphi} \dot{q}_3(t) + c_{\varphi} q_3(t) &= -\Delta M_x,
\end{aligned}$$

де позначено: $h = h_y = h_z$, $c = c_y = c_z$; $\Delta M_x = \Delta F_z r + \Delta F_y \hat{r}$, r – зовнішній радіус борштанги, \hat{r} – статичне зміщення приведеної маси борштанги під дією статичної сили різання F_z при розточуванні, ΔF_z та ΔF_y – динамічні складові сили різання відповідних координат.

Головні моменти розділу зображені в Додабку Б.

2. Технічний опис токарно-револьверного верстата

2.1 Призначення і область застосування

Токарно-револьверний верстат з горизонтальною віссю револьверної головки, підвищеного класу точності мод. 1ГЗ40П призначений для виконання цілого ряду свердлильних, токарних (обточування, зенкування, розточування, розгортання, відрізка) і різенарізальних (мітчиками, планками в автоматичних циклі або за допомогою автоматичних різьбонарізальних пристроїв) робіт в умовах серійного і дрібносерійного виробництва.

Поперечна обробка (підрізування торців, відрізу, прорізка канавок) здійснюється за рахунок кругової подачі револьверної головки РГ.

Верстат виготовляється в двох виконаннях: для обробки пруткових матеріалів діаметром до 40 мм і для обробки в трикулачковому патроні штучних заготовок діаметром до 200 мм.

Регулювання частоти обертання шпинделя і величини подач можна проводити безпосередньо з пульта управління.

Одним з достоїнств верстата є його швидка переналагуваність, що досягається за рахунок застосування змінних шістнадцятипозиційних револьверних голівок.

Затиск і подача прутків, а також затиск штучних заготовок здійснюється гідравлічним механізмом.

Найбільше допустиме коливання діаметра прутка 1 мм, діаметра штучних заготовок 3 мм.

Клас точності верстата - П.

2.2. Конструктивні особливості токарно-револьверних верстатів

В даному розділі розглядаються ТРС середнього типорозміру, проте всі рекомендації, конструктивні елементи і пропонувані методики налагоджування, що забезпечують максимальну ефективність використання верстатів, можуть бути застосовані для всіх модифікацій і типорозмірів ТРС.

Базовою моделлю нової гама автоматизованих ТРС середнього типорозміру є автоматизований верстат підвищеного класу точності мод. 1Г340П з горизонтальною віссю обертання РГ, (рис. 3.1). У порівнянні з заміненою моделлю 1К341 він має низку переваг:

- збільшення до 6,2 кВт потужності приводу головного руху;
- збільшення з 8 до 12 кількості ступенів частот обертання шпинделя;
- зниження температурних деформацій завдяки роздільному виконання вузлів шпинделя, коробки швидкостей і коробки подач;
- відділення системи змащення від гідравлічної системи верстата, що допомагають підвищенню довговічності відповідальних елементів конструкції;
- нерухомий фартух револьверного супорта і розташування привідної рейки на санчатах супорта симетрично напрямних станини, що виключає перекіс супорта на напрямних;
- швидкозмінна РГ, що в поєднанні з пристроями для налагодження інструмента поза верстата значно скорочує час переналагодження;
- розширення технологічних можливостей завдяки введенню відрізного супорта, механізму затиску з двухопорною цангою, індикаторних упорів та інших механізмів, які поставляються за попередньою потребою замовника;
- підвищення ступеня автоматизації шляхом введення пристрою прискорених переміщень револьверного супорта, що полегшує процес управління верстатом;
- пристрій автоматичного відключення кругової подачі РГ;

- розширення комплекту приладдя завдяки регульованим різцетримача.

Загальний вигляд верстата з позначенням складових частин показаний на рис. 2.2.1. Перелік органів управління наведено нижче.

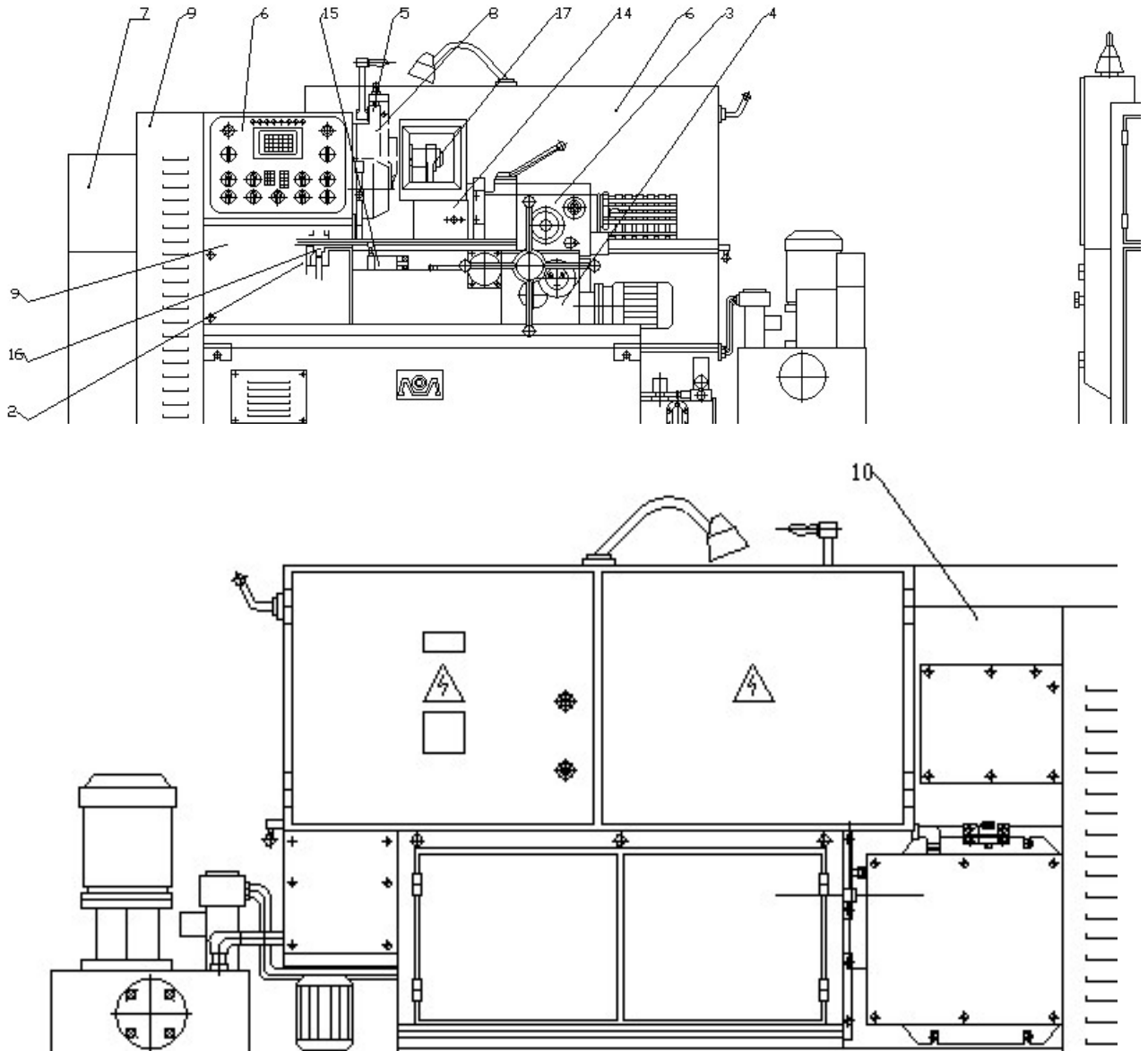


Рис. 2.2.1. Загальний вигляд верстата мод. 1Г340П:

1 - станина; 2 - коробка швидкостей; 3 - револьверний супорт; 4 - фартух револьверного верстата; 5 - коробка подач; 6 - станція мастила; 7 - механізм зажиму і подачі матеріалу; 8 - пульт управління; 9 - шпиндельна бабка; 10 - механізм розвантаження; 11 - автоматичне різьбонарізного пристрій; 12 - копіювальний пристрій; 13 - станція охолодження; 14 - насосна установка; 15 - щити огороження; 16 - стійки; 17 - електрошафа; 18 - короби.

Чертеж

общего

вида

Конструктивною особливістю верстата є пристрій револьверного-го супорта, призначеного для повідомлення різального інструмента, закріплення в РГ, робочих і допоміжних переміщень. Супорт забезпечує поздовжні і поперечні (кругові) подачі РГ. Обидві подачі можуть здійснюватися автоматично за заданою програмою або вручну. Змінна 16-позиційна РГ 2 (рис. 2.2.2) базується на конічну поверхню і торець зубчастого вінця 1. Зубчастий вінець жорстко закріплений на валу 4 РГ, який встановлений в корпусі 5 на двох радіально-наполегливих підшипниках 3, попередньо навантажених за допомогою гайок 8 осьовим зусиллям не менше 1,6 кН. На валу РГ розташований барабан 6 жорстких упорів 7. Зубцювате колесо 9, закріплене на валу РГ, пов'язане з колектором управління режимами різання.

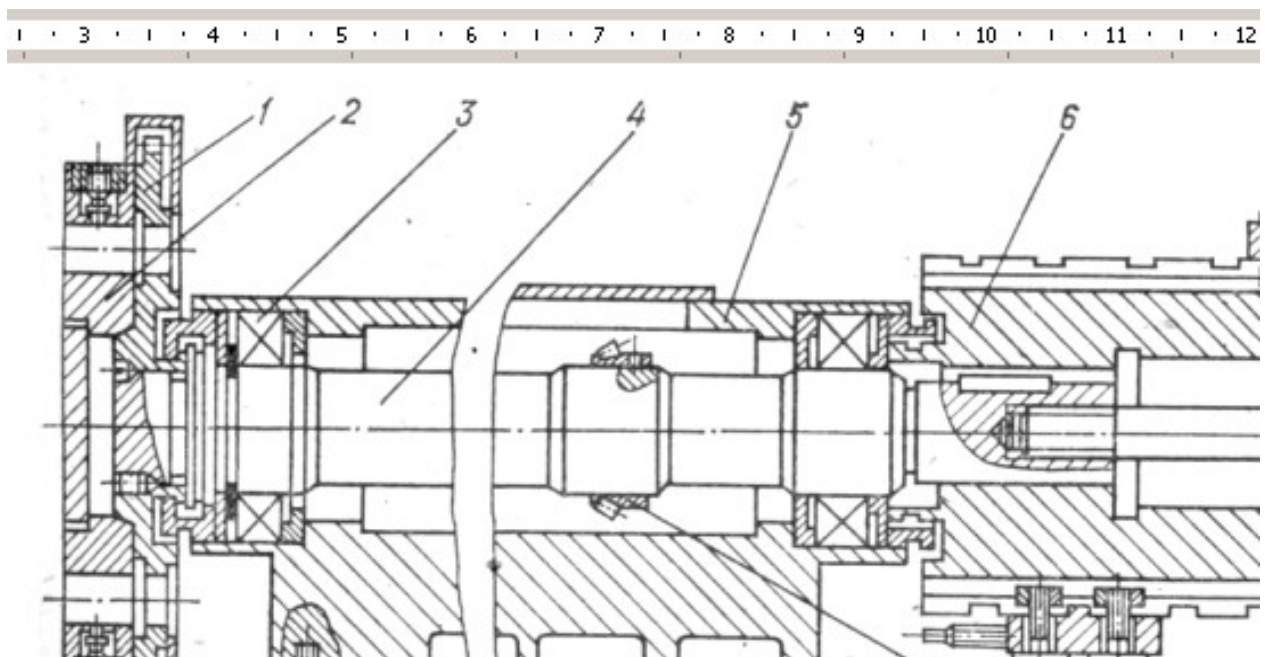


Рис. 2.2.2. Револьверна головка і барабан упорів

Фіксується РГ (рис. 2.2.2) в кожній з 16 позицій фіксатором 1. Управління становищем фіксатора здійснюється за допомогою рукоятки 3 і пружини 2.

Чертеж

велољверной

ГОЛОВКИ

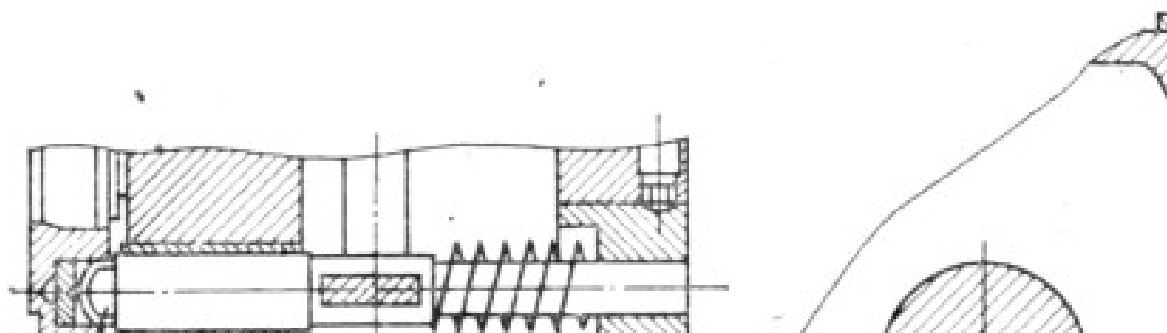


Рис. 2.2.3. Механізм фіксації револьверної головки верстата мод. 1Г340П

Кругові рухи РГ передаються вручну (рис. 2.2.3. а) маховиком 5 через циліндричну зубчасту передачу 6, 4 і вал-шестерню 1, пов'язану з вінцем РГ. При автоматичної кругової подачі (рис. 2.2.3., б) обертання передається від коробки подач верстата через ковзний 1, циліндричну зубчасту передачу 3, 2, конічну передачу 4, 8, або 4, 11, зубчасту муфту 10 вибора напрямку обертання на черв'ячний вал 9. Далі обертання передається черв'яком 14 на черв'ячне колесо 2 (рис. 2.2.3., а). При включенні електромагнітних муфти 3 крутний момент передається через вал-шестерню 1 зубчатому вінця РГ.

У конструкції супорта передбачений механізм автоматичного виключення кругової подачі РГ на жорсткому упорі, що забезпечує високу точність кінцевих положень. Коли РГ доходить до упору, обертання зубчатого вінця 1 (див. Рис. 2.2), вала-шестерні 1 (рис. 2.3., б) і черв'ячного колеса 2 припиняється. Черв'як 14 (рис. 2.3., б), продовжуючи обертатися, вигвинчується з нерухомого черв'ячного колеса і переміщається по шліцах вала 9, стискаючи пружину 12. Зусилля пружини 12 регулюється гайкою 15. Втулка-кулачок 13, рухаючись разом з черв'яком, натискає своїм V-подібним пазом на штовхач 5 і через систему важеля 6 взаємодіє з кінцевим вимикачем 7. При цьому

відключається електромагнітна муфта 3 (рис. 2.3., а) і автоматична поперечна подача РГ припиняється.

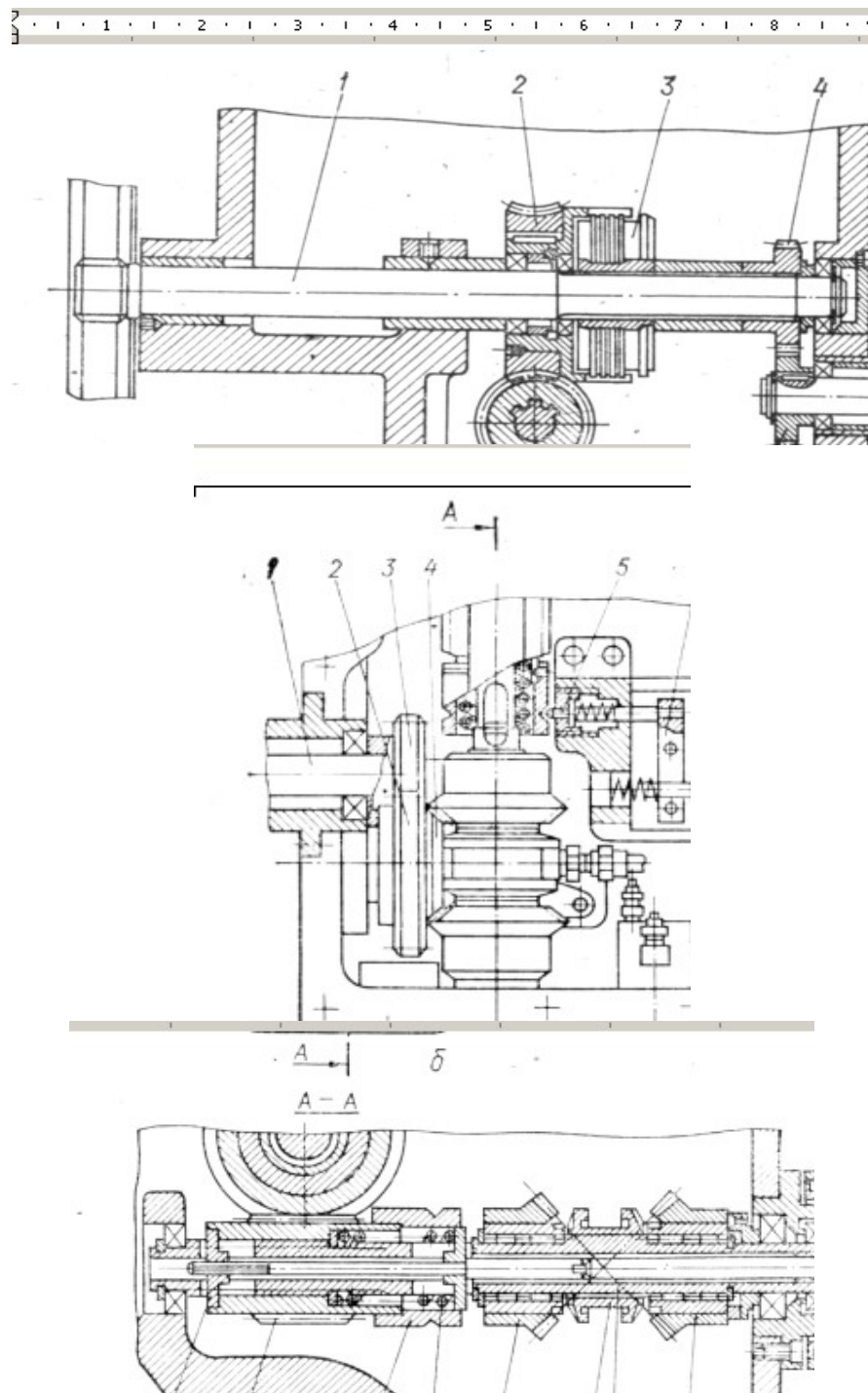


Рис. 2.2.4. Механізм відключення поздовжньої подачі револьверного суп-порту верстата мод. 1Г340П

Механізм працює наступним чином. При підході супорта в край-ньої переднє положення гвинт 4 барабана упорів натискає на планку 3, переміщує упор 2 вліво. Переміщаючись разом з упором, втулка 5 виходить з контакту з

кінцевим вимикачем 7. При цьому подається команда на відключення поздовжньої подачі супорта. При переміщенні супорта в початкове положення (вправо) упор 2 під дією пружини 8 повертається у вихідне положення, а втулка 5, натискаючи кінцевий вимикач 7, готує механізм для роботи в наступному переході.

На рис. 2.2.5. зображено привод головного руху. Двигун 4 приводить у рух шків 2. Шків 2 встановлений відносно шківів на шпинделі 3 і з'єднаний пасом. Натяг паса контролюється при навантаженні $Q = 7,0$ кгс, при цьому величина прогину $f = 9$ мм. Натяг контролюється гвинтом 1.

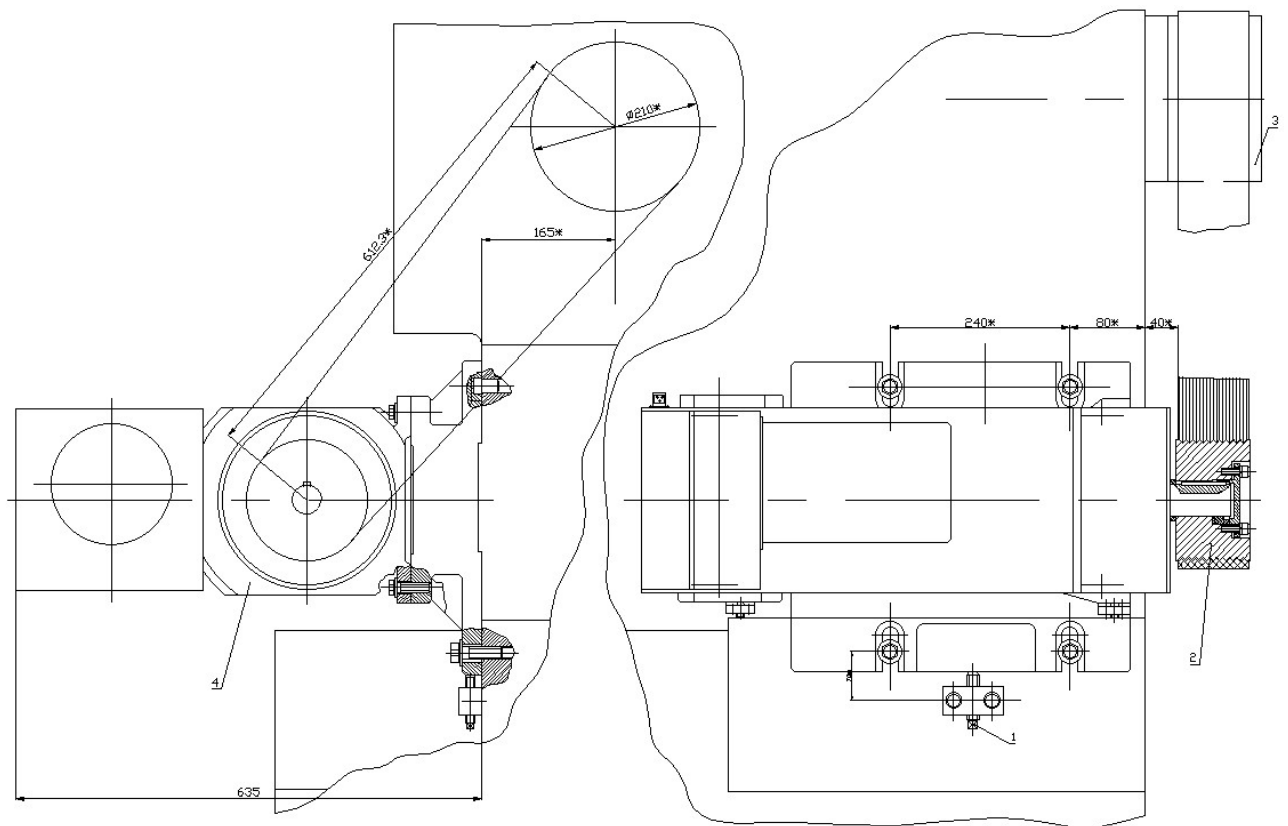


Рис. 2.2.5 Привод головного руху токарно-револьверного верстата.

Чертеж привода на а4

Основним елементом шпиндельної бабки є шпиндель 1 (рис. 2.2.6), змонтований на роликовому дворядному підшипнику 2 і радіально-наполегливному 3. Регулювання зазорів в підшипниках здійснюється підшлифовкою компенсаторних елементів і гайками 4, 5 на заводі-виробнику. Масло підшипників крапельна.

На шпиндель встановлюється маслопровідна втулка 6 і втулка 7, через отвори якої здійснюється підведення масла до циліндра затиску.

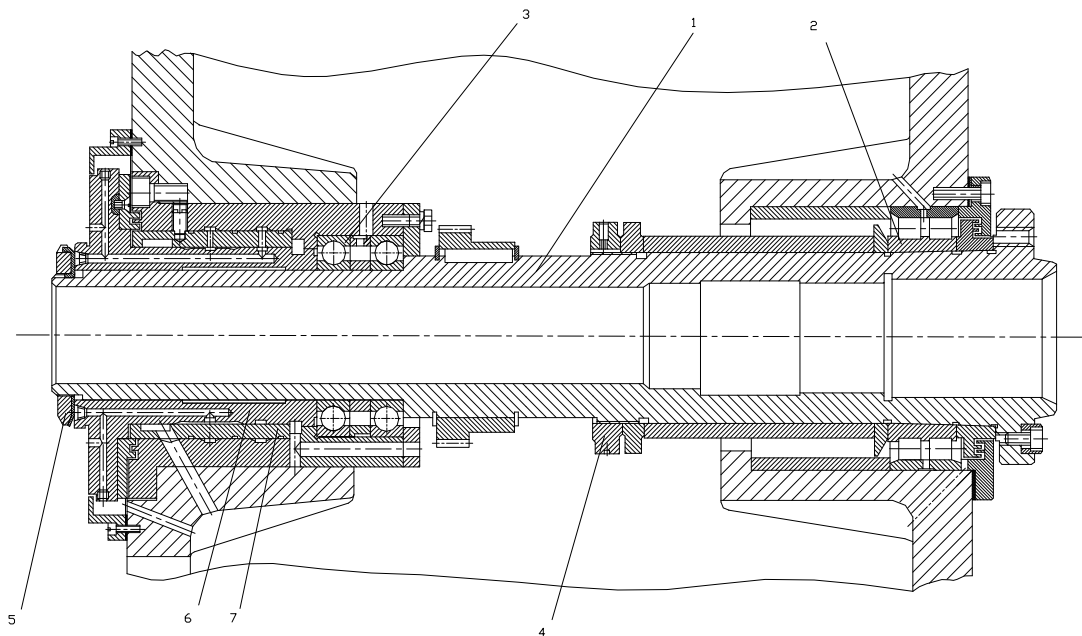


Рис. 2.2.6. Шпиндельний вузол.

ЧЕРТЕЖ ШПИНДЕЛЬНОЙ БАБКИ НА А4

2.3. Технічні характеристики верстата

Клас точності по ГОСТ 8-77	П
Найбільший діаметр оброблюваного прутка, мм:	55
Найбільший діаметр деталі, оброблюваної в патроні, мм	200
Найбільший діаметр виробу, встановлюваного над станиною, мм	400
Найбільша довжина прутка, мм	3000
Частота обертання шпинделя при скороченому виконанні, хв^{-1}	56...2500
Кількість інструментальних отворів в револьверній головці	16
Діапазон повздовжніх подач револьверного супорту, мм/об.	0,035-1,6
Діапазон поперечних подач поперечного супорта, мм/об:	5-600мм/хв.
Діапазон кругових робочих подач револьверної головки, мм/об.	0,02-1,0
Механізм головного руху:	
частоти обертання шпинделя в I діапазоні, хв^{-1} .	45, 90, 180, 355, 710, 1400
частоти обертання шпинделя в II діапазоні, мин^{-1}	63, 125, 250, 500, 1000, 2000
Механізм подач:	
величини повздовжніх подач в I діапазоні, мм/об	0,035; 0,067; 0,125; 0,236; 0,45; 0,85
величини повздовжніх подач в II діапазоні, мм/об .	0,067; 0,125; 0,236; 0,45; 0,85; 1,6
Сумарна максимальна потужність електродвигуна, кВт	10,37
Габаритні розміри верстата, мм:	
довжина	2800
ширина	1200
висота	1400
Маса верстата, кг:	3750

3. Математична модель та моделювання процесу розточування на токарно-револьверному верстаті

3.1. Особливості налагодження токарно-револьверного верстата при розточуванні

Верстати з подовжнім переміщенням револьверного супорта, що не мають поперечного супорта, а також поперечного переміщення револьверної голівки, мають обмежені технологічні можливості. На таких верстатах можна виконувати центрівку, свердління, розточування, розгортання, обточування, нарізування різьблення, підрізування широким різцем вузьких торців.

Такі роботи, як, наприклад, проточка канавок, підрізка широких торців, обробка фасонних поверхонь, а також відрізання, можна виконувати на цих верстатах за допомогою спеціальних різцетримачів, що дають різцю можливість рухатись в поперечному напрямку при використанні обертового руху револьверної головки для поперечної подачі різця.

На рис. 3.1 показано загальний вигляд робочого накопичувача інструменту – планшайбу револьверної головки з горизонтальною віссю повороту. В планшайбі встановлено різноманітний різальний інструмент для реалізації технологічного процесу.

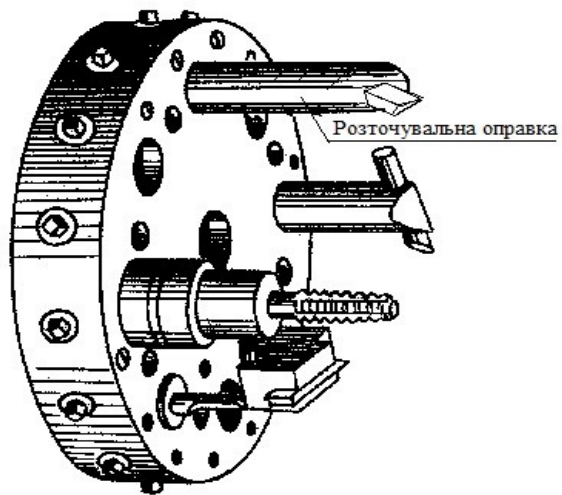


Рис. 3.1. Планшайба револьверної головки з горизонтальною віссю повороту
Карта наладки

Розточування внутрішніх циліндричних поверхонь на токарно-револьверних верстатах здійснюється однолезовими різцями, встановленими в спеціальних консольних розточувальних оправках, закріплених в планшайбі револьверної голівки. Вибір розмірів оправки залежить від діаметру обробки, а довжина чи глибина отвору визначає виліт консолі. При цьому виліт консолі вибирається мінімальним, а діаметр за можливістю максимальним, що обмежується діаметром отвору оброблюваної деталі [17].

При обробці на токарно-револьверному верстаті досягається заощадження основного часу завдяки поєднанню роботи інструментів, встановлених в револьверній голівці, використанню комбінованого інструменту і декількох інструментів, встановлених в різцетримачі і працюючих одночасно.

По розділу виділено головні пункти і скомпоновано в додаток В.

3.2. Розробка принципової схеми процесу розточування на токарно-револьверному верстаті

Розточування отворів при токарній обробці виконується у випадках, коли діаметри отворів не відповідають стандартним діаметрам свердел і зенкерів та при обробці отворів із непрямолінійною твірною. Крім того, при обробці литих та штампованих заготовок внаслідок значних коливань припуску і твердості оброблюваного матеріалу та похибок взаємного розміщення поверхонь виникає необхідність їх виправлення розточуванням однолезовим різцем, встановленим в розточувальній оправці.

Процес розточування менш продуктивний, ніж свердління, чи зенкерування, але цим способом можна отримати отвори з більш високими технічними вимогами до точності і якості обробки та точності центрування. Таким чином, розточування можна вважати найбільш універсальним способом обробки отворів на токарно-револьверному верстаті.

В процесі розточування сила різання змінюється внаслідок змінних умов обробки, що призводить до нерівномірних відносних пружних деформацій інструменту і деталі та виникненню похибок розмірів та форми оброблюваних поверхонь. Величина цих пружних деформацій залежить від миттєвих значень сили різання та жорсткості пружної системи верстата, а саме, її здатності протидіяти коливанням сили різання.

Особливістю процесу розточування на токарно-револьверному верстаті є невисокі режими різання при чорновій та напівчистовій обробці, що пов'язано з обмеженою радіальною жорсткістю консольної частини оправки. Вказані обмеження обумовлюють необхідність детального відпрацювання конструкції розточувальної оправки для забезпечення стабільності процесу різання.

На рис. 3.2 наведена схема процесу розточування консольною оправкою на токарно-револьверному верстаті.

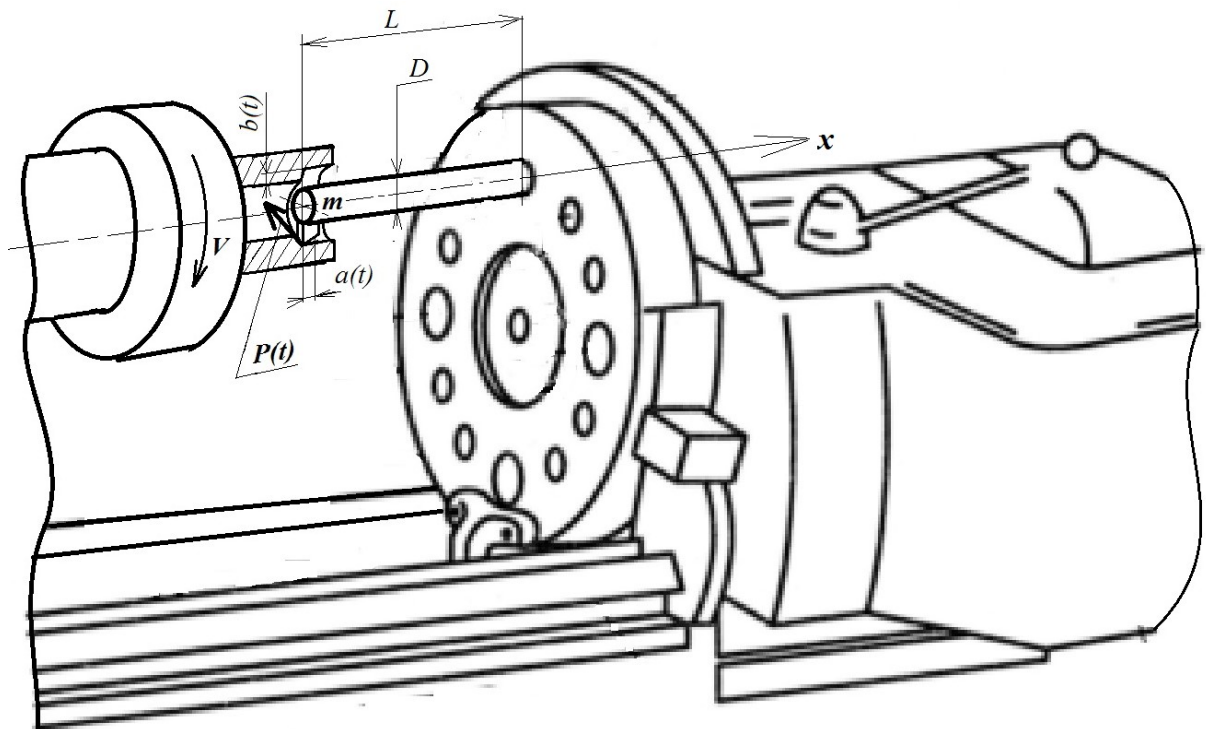


Рис. 2. Принципова схема процесу розточування на токарно-револьверному верстаті, де: L – довжина, D – зовнішній діаметр та m – приведена до вершини різця маса консольної частини оправки, $a(t)$, $b(t)$ та $P(t)$ – поточні значення товщини, глибини та сили різання відповідно

При розточуванні нежорсткою консольною оправкою боротьба з шкідливими коливаннями різального інструменту є особливо актуальною. Оправка в процесі розточування здійснює поздовжні, поперечні та крутильні коливання, що мають домінуючий вплив на рівень відносних коливань між інструментом і деталлю. Зниження рівня інтенсивності коливань консольних розточувальних оправок є одним із важливих шляхів підвищення продуктивності, точності та якості обробки на токарно-револьверних верстатах.

Для підвищення вібростійкості процесу розточування на токарно-револьверних верстатах необхідно провести теоретичні дослідження статичних та динамічних характеристик пружних систем інструменту з консольними оправками та на основі отриманих результатів визначити напрямки підвищення режимів вібростійкого розточування.

В загальному випадку процес розточування однолезовими розточувальними оправками представляє собою тримірну задачу. Пружна система інструменту верстата має просторову орієнтацію головних осей жорсткості із відповідними пружними властивостями в головних напрямках. Орієнтація головних осей жорсткості пружної системи інструменту не співпадає ні з одним із напрямків, на які традиційно розкладається сила різання \vec{P} під час точення чи розточування, а саме, осьову P_x , радіальну P_y та тангенціальну P_z складові.

Але, для більшості реальних динамічних систем токарних верстатів домінуючими є поперечні коливання в площині yOz , що визначена в даних дослідженнях системою координат інструменту. Це пов'язано тим, що жорсткість пружної системи інструменту вздовж осі X значно вища жорсткості вздовж осей Oy та Oz . Крім того, складова сили різання P_x у більшості випадків менша за інші складові. У зв'язку із цим, при моделюванні коливальних рухів системи інструменту можна обмежитись розглядом плоскої задачі у двомірному наближенні. При цьому, сила різання, що визначає рівень навантаження пружної системи інструменту та пропорційна площі зрізуваного ша-

ру, взята за основу для аналізу впливу динамічних характеристик пружної системи інструменту на точність обробки.

Пружна система інструменту з консольною розточувальною оправкою здійснює більш інтенсивні за амплітудою коливання та має домінуючий вплив на рівень відносних коливань між інструментом і оброблюваною деталлю в пружній системі верстата. Тому, для аналізу динамічних процесів при розточуванні можна обмежитись використанням домінуючої коливальної системи, замінивши зв'язок парціальних систем інструменту і деталі через процес різання в замкненій пружній системі дією сили різання.

Для теоретичного аналізу коливальних процесів при обробці консольними розточувальними оправками з використанням матеріалів [18] доопрацьовано принципову схему домінуючої коливальної системи процесу розточування (рис. 3.3).

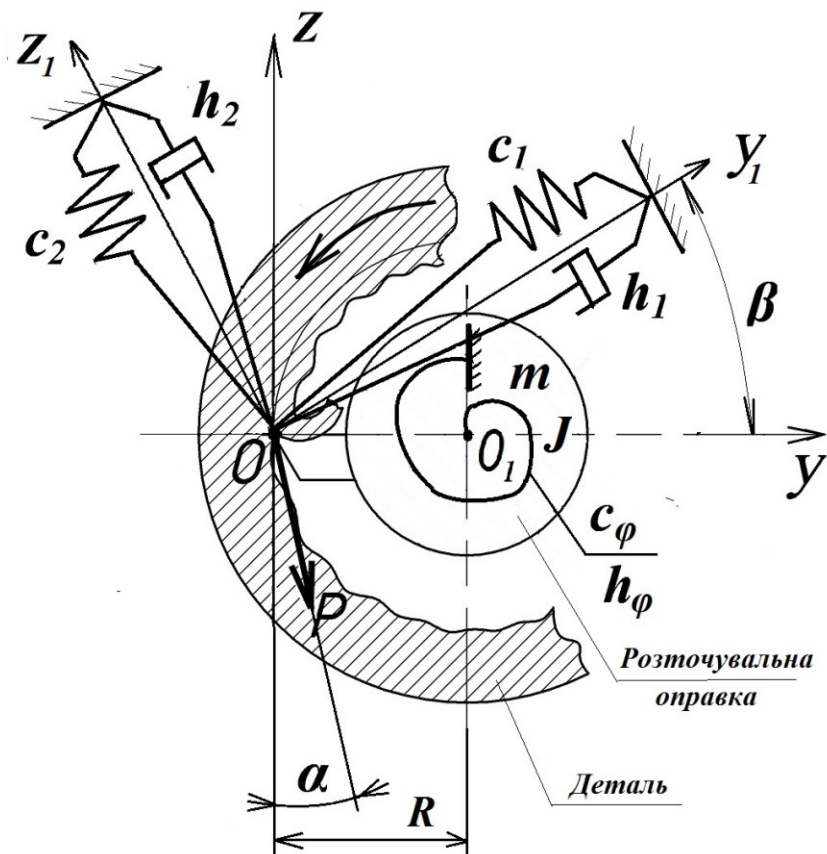


Рис. 3.3. Схема процесу розточування

При побудові математичної моделі прийнято ряд допущень. У якості домінуючої коливальної системи розглядається консольна оправка з різцем, що

встановлена в інструментальному отворі револьверної головки верстата і здійснює обробку деталі. Модель побудована з використанням головних координат, що дозволяє повністю розділити змінні, які визначають рух вершини різця в довільній в площині yOz . Маса коливальної системи m приведена до вершини різця і припускається, що рухається тільки в напрямках головних осей координат Oy_1 і Oz_1 . На масу m діє сила різання $P(t)$, прикладена до вершини різця. Модель пружної системи інструменту представлена як система з трьома степенями вільності. За початок координат прийнято вершину різця (т. O). Вісь Oy направлено по нормалі до оброблюваної поверхні, а вісь Oz – перпендикулярно до неї. Сила різання $P(t)$ прикладена під кутом α до осі Oz , а головні координати Oy_1 і Oz_1 розвернуті під кутом β до узагальнених координат Oy і Oz .

Рівняння руху домінуючої коливальної системи за нормальними координатами можна представити у наступному вигляді:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{y}_1 + h_1 \cdot \dot{y}_1 + c_1 \cdot y_1 = P(t) \cdot \sin(\beta - \alpha) \\ m \cdot \ddot{z}_1 + h_2 \cdot \dot{z}_1 + c_2 \cdot z_1 = -P(t) \cdot \cos(\beta - \alpha) , \\ J \cdot \ddot{\varphi} + h_\varphi \cdot \dot{\varphi} + c_\varphi \cdot \varphi = P(t) \cdot \cos \alpha \cdot R \end{cases} \quad (3.1)$$

де: m , J - приведена маса та момент інерції системи; h_1 і h_2 - приведені коефіцієнти демпфірування та c_1 і c_2 - приведені коефіцієнти жорсткості в напрямках головних осей координат Oy_1 і Oz_1 , приведені коефіцієнти крутильної жорсткості c_φ та демпфірування h_φ навколо поздовжньої осі x оправки, R – поточний радіус обробки.

Для зв'язку узагальнених координат y і z з головними координатами Oy_1 і Oz_1 використовують рівняння:

$$\begin{cases} y = y_1 \cdot \cos(\beta + \varphi) - z_1 \cdot \sin(\beta + \varphi) \\ z = y_1 \cdot \sin(\beta + \varphi) + z_1 \cdot \cos(\beta + \varphi) \end{cases} \quad (3.2)$$

де φ – кут повороту оправки навколо осі x від навантаження моментом сили різання $P(t)$ в т.О.

Сила різання $P(t)$ представляється у вигляді [19]:

$$P(t) = K_{num} a(t) \cdot b(t), \quad (3.3)$$

де $a(t)$ і $b(t)$ – поточні значення товщини і глибини зрізу, що змінюються в часі в залежності від інтенсивності відносних коливань інструменту і деталі при різанні, K_{num} - питома сила різання.

За базовими виразами (3.1-3.3) з використанням пакету MATLAB/Simulink побудована математична модель динамічної системи процесу розточування, що дозволяє визначити вплив конструктивних параметрів консольних розточувальних оправок на вібростійкість процесу розточування.

По розділу виділено головні пункти і скомпоновано в додаток В.

3.3. Реалізація математичної моделі процесу розточування консольною оправкою на токарно-револьверному верстаті

Для побудови математичної моделі використано програмний комплекс MATLAB/Simulink [20]. Simulink представляє собою пакет програм, призначений для побудови моделі, моделювання та аналізу динамічних систем. Програма Simulink є додатком до пакету MATLAB. При моделюванні з використанням Simulink реалізується принцип візуального програмування, відповідно до якого, користувач на екрані з бібліотеки стандартних блоків створює модель пристрою і здійснює розрахунки. Для моделювання Simulink надає графічний інтерфейс користувача, що дозволяє будувати моделі як структурні схеми. Simulink включає комплект бібліотек блоків, що необхідні для створення моделі: засоби відображення та генератори сигналів, дискретні, лінійні та нелінійні компоненти та блоки з'єднань. Після побудови моделі проводиться моделювання з використанням методів чисельного інтегрування диференціальних рівнянь. Використовуючи блоки відображення можна продивитись результати моделювання безпосередньо під час моделювання.

Введення початкових даних моделі.

Для розрахунку коефіцієнтів в рівняннях руху домінуючої коливальної системи (1) використовуються залежності, що пов'язують ці коефіцієнти з геометричними розмірами консольної частини розточувальної оправки, а саме: L – довжину консолі; D – зовнішній діаметр консолі; d – внутрішній діаметр порожнини консолі в разі його наявності при використанні демпфера.

Приведена до точки прикладання сили різання маса консольної частини оправки розраховується за формулою:

$$m_{np} = K_{np} \cdot \frac{\pi(D^4 - d^4)L \cdot \rho}{4}, \quad (3.4)$$

де ρ – густина матеріалу консолі оправки (для сталі $\rho \approx 7850 \text{ кг/м}^3$); K_{np} – коефіцієнт приведення маси оправки до точки прикладання сили різання, що для консольної балки постійного перерізу дорівнює $K_{np} = 33/140$ [21].

Момент інерції системи J консольної частини оправки розраховується за формулою:

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)L \cdot \rho}{32 \cdot g}, \quad (3.5)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Приведені коефіцієнти жорсткості c_1 і c_2 розраховуються за формулою прогину консольної балки від зосередженого навантаження [21]:

$$\delta = \frac{P \cdot l^3}{3E \cdot J}, \text{ а жорсткість } c = \frac{P}{\delta},$$

де δ – деформація в напрямку дії сили P , E – модуль пружності матеріалу оправки, J – осьовий момент інерції перерізу консолі.

Більшість розточувальних оправок верстатів токарної групи мають циліндричну форму консолі, відповідно осьовий момент інерції перерізу кола та кільця визначають за формулами:

$$\text{для кола } J_y = \frac{\pi \cdot D^4}{64}, \text{ а для кільця } J_y = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right].$$

Приведені коефіцієнти демпфірування h_1 і h_2 розраховуються за формулою [22]:

$$h = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{c \cdot m}, \quad (3.6)$$

де λ – логарифмічний декремент коливань, що визначається за результатами експериментальних досліджень.

Приведені коефіцієнти крутильної жорсткості c_φ та демпфірування h_φ навколо поздовжньої осі x можна визначити за формулами:

$$c_\varphi = \frac{\pi(D^4 - d^4)G}{32 \cdot L} \quad \text{та} \quad h_\varphi = \frac{\lambda_{кр}}{\pi} \sqrt{c_\varphi \cdot J},$$

де $\lambda_{кр}$ – логарифмічний декремент крутильних коливань, G – модуль зсуву.

Розробка окремих блоків математичної моделі.

На рис. 3.4 показано приклад блоку програмної реалізації математичної моделі руху вершини різця оправки в напрямку головної осі координат Oy_1 . Модель розраховує траєкторію руху приведеної маси m під дією зовнішнього навантаження від складової сили різання $P(t)$ в напрямку координати Oy_1 .

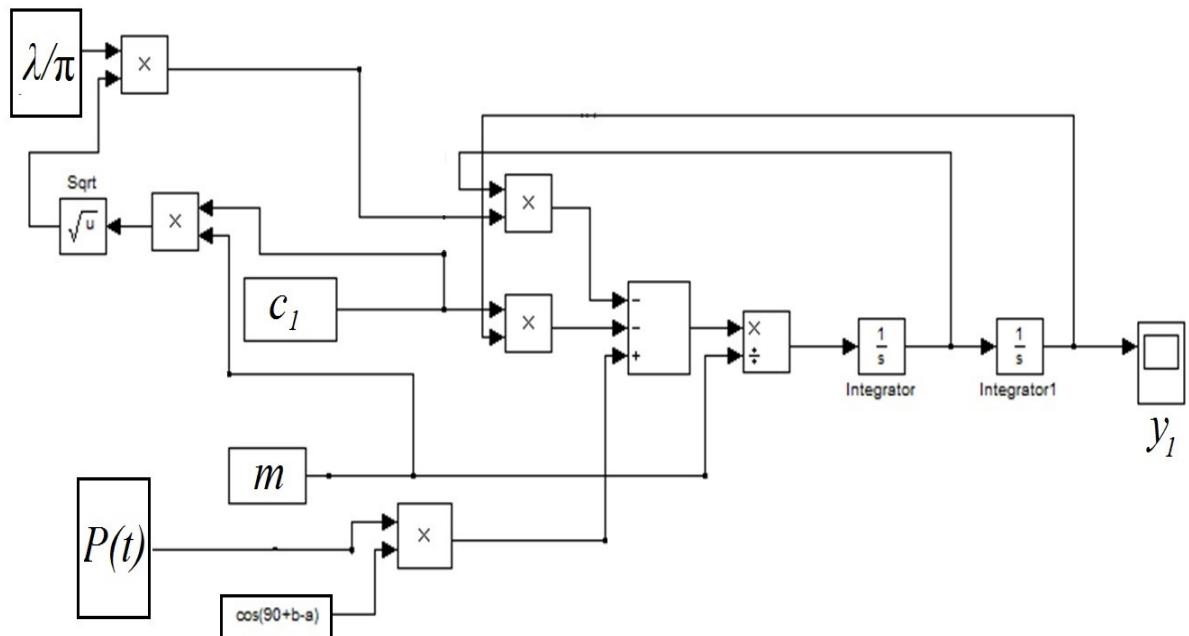


Рис. 3.4. Блок математичної моделі руху вершини різця оправки в напрямку осі координат Oy_1

Математична модель руху приведеної маси m під дією зовнішнього навантаження від складової сили різання $P(t)$ побудована у відповідності до першого рівняння системи (1).

На рис. 3.5. наведено приклад результату розрахунку траєкторії руху вершини різця оправки в напрямку осі Oy_I .

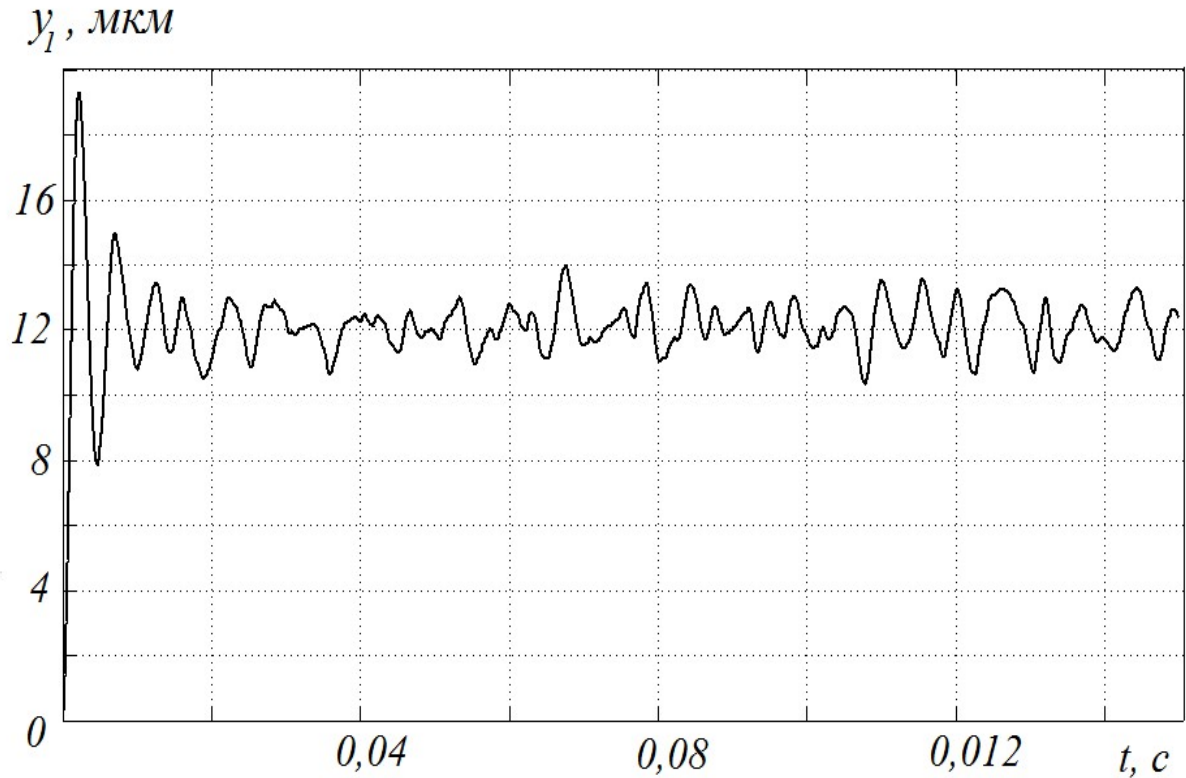


Рис. 3.5. Розрахункова траєкторія руху вершини різця оправки в напрямку осі Oy_I

Аналогічно до рис. 3.4 побудовано блок математичної моделі руху вершини різця оправки в напрямку головної осі координат Oz_I , який розраховує траєкторію руху приведеної маси m під дією зовнішнього навантаження від складової сили різання $P(t)$ в напрямку координати Oz_I .

На рис. 3.6. наведено приклад результату розрахунку траєкторії руху вершини різця оправки в напрямку осі Oz_I під дією зовнішнього навантаження від складової сили різання $P(t)$.

Крутильні коливання консольної частини оправки під дією моменту від сили різання $M(t) = R \cdot P(t)$ навколо осі O_I розраховуються за третім рівнянням

системи рівнянь руху (1). На рис. 3.7 приведено блок математичної моделі крутильних коливань розточувальної оправки навколо осі O_I .

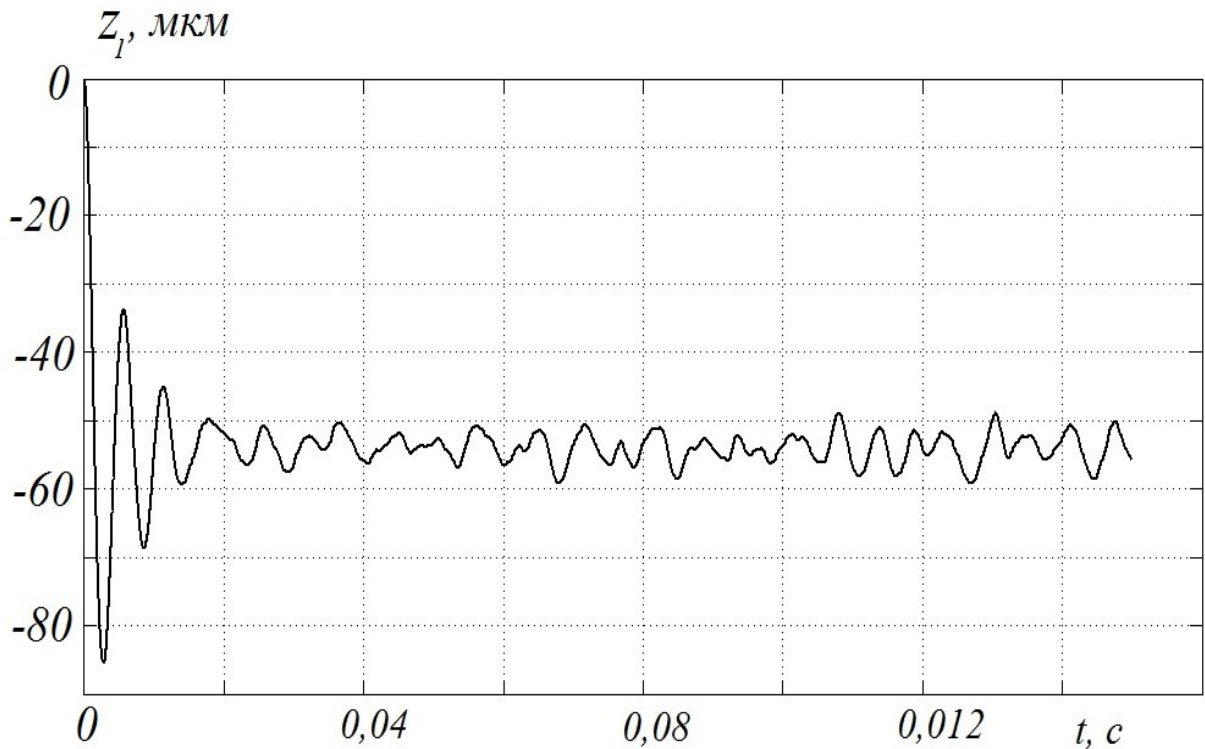


Рис. 3.6. Розрахункова траєкторія руху вершини різця оправки в напрямку осі Oz_I

На рис. 3.8 наведено приклад результатів розрахунку зміни кута $\varphi(t)$ при крутильних коливаннях розточувальної оправки навколо осі O_I під дією моменту сили різання $M(t)$.

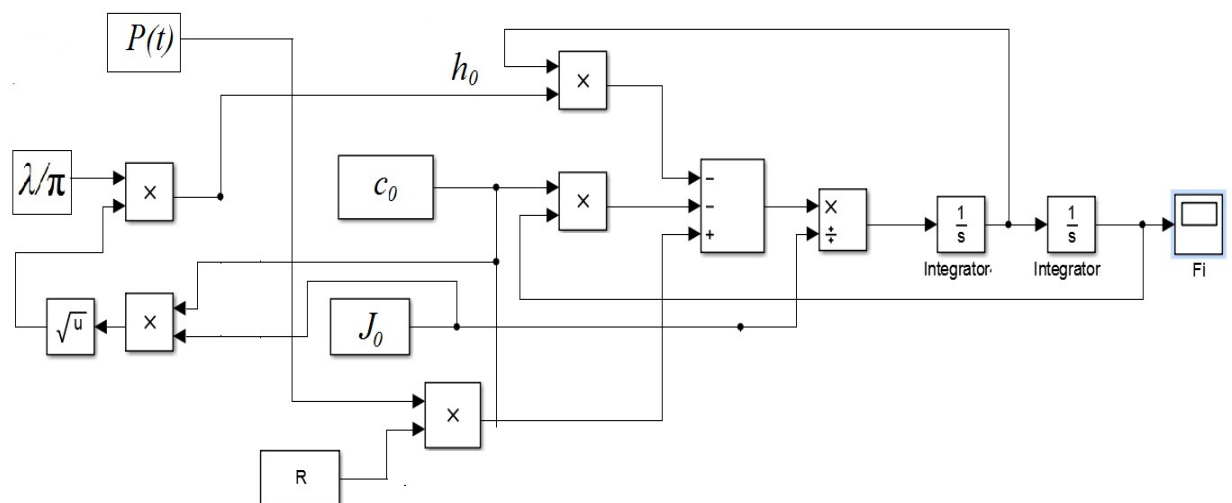


Рис. 7. Блок математичної моделі крутильних коливань розточувальної оправки навколо осі O_I

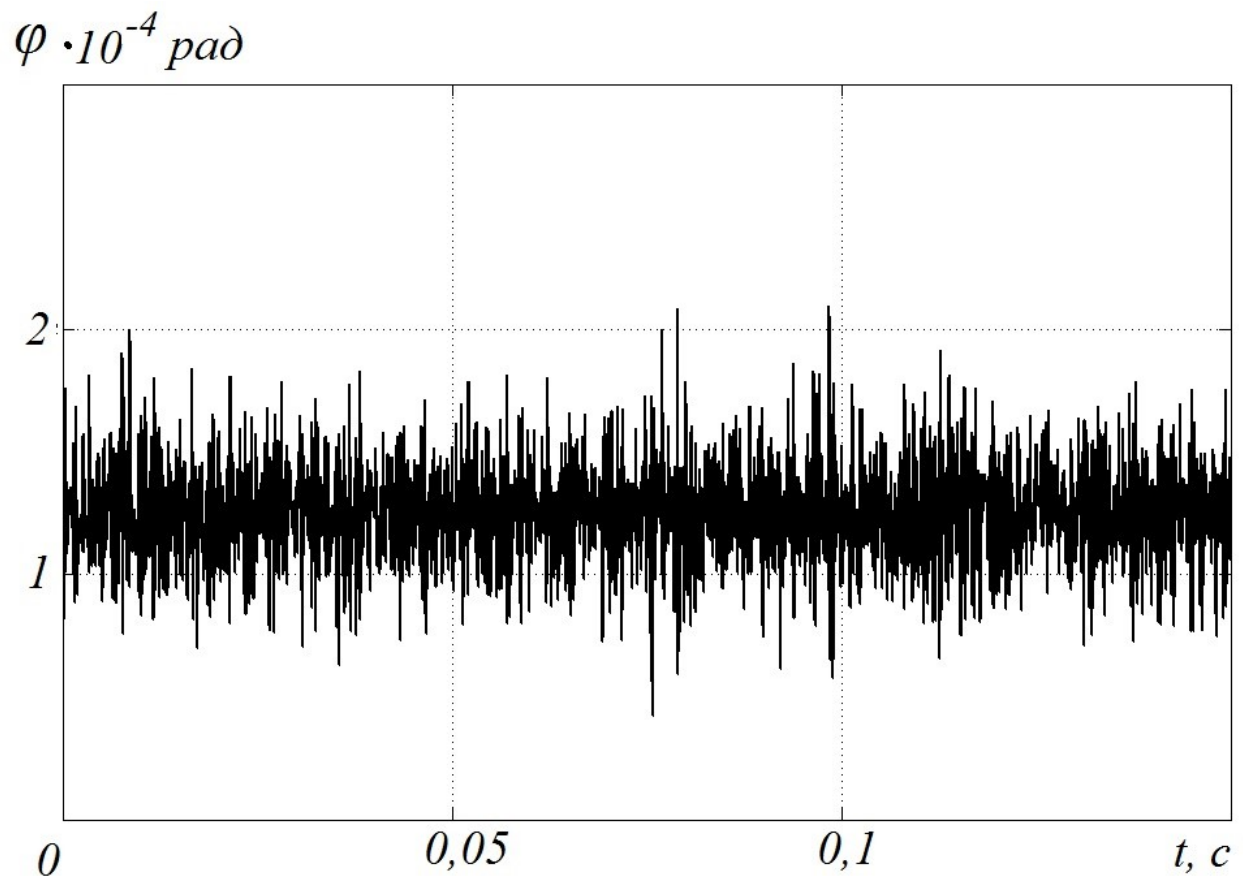


Рис. 3.8. Розрахункові значення зміни кута $\varphi(t)$ крутильних коливань розточувальної оправки навколо осі O_I під дією моменту $M(t)$ від сили різання

З використанням системи рівнянь (2) рухи оправки за головними координатами Oy_I і Oz_I з врахуванням крутильних коливань $\varphi(t)$ приведені до узагальнених координат системи Oy і Oz . На рис. 9 наведено розрахункову траєкторію руху вершини різця оправки в площині yOz під дією сили різання $P(t)$.

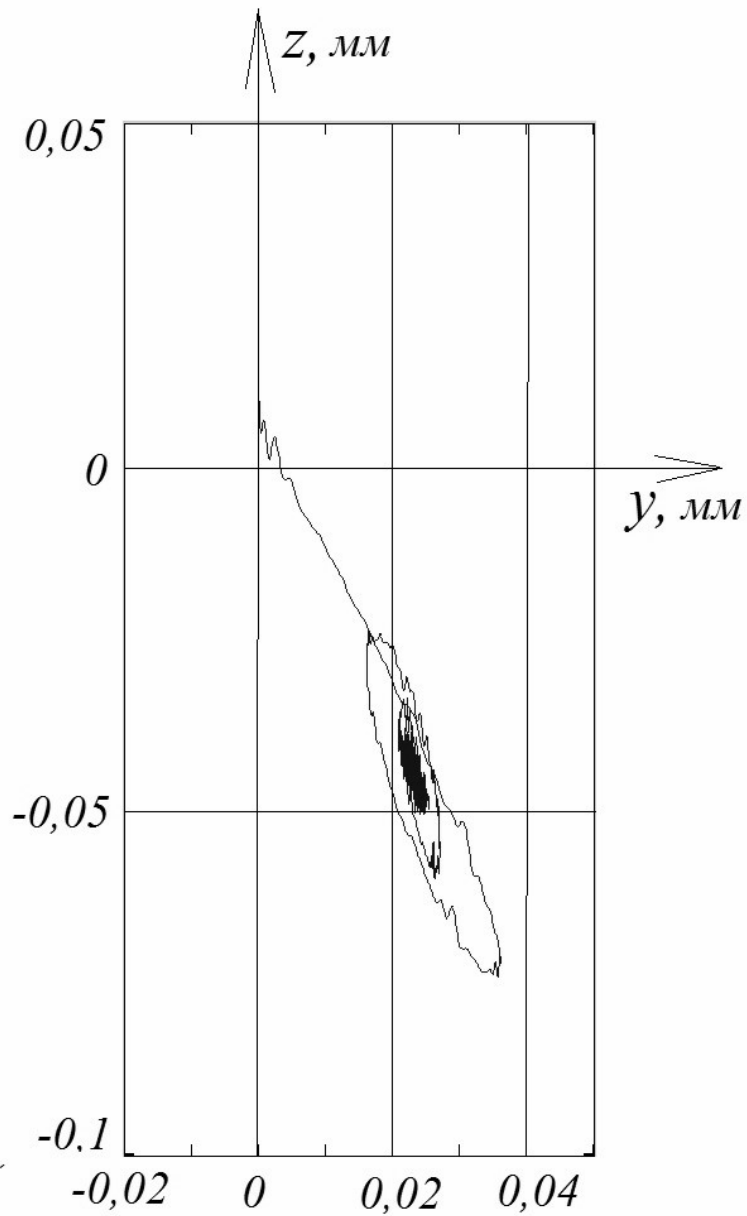


Рис.3. 9. Розрахункова траєкторія руху вершини різця розточувальної оправки довжиною $L = 250$ мм, зовнішнім діаметром $D = 34$ мм, діаметром порожнини консолі $d = 16$ мм (без демпфера) в площині yOz під дією сили різання $P(t)$

Сила різання представлена у вигляді $P(t) = P \pm \Delta P$, де $P = 100\text{Н}$ – постійна складова і $\Delta P \approx \pm 20\text{Н}$ - змінна складова у вигляді «білого шуму».

3.4. Дослідження впливу наявності внутрішньої порожнини для встановлення демпфера в консольній частині борштанги на її радіальну жорсткість

Одним із ефективних способів підвищення вібростійкості процесу розточування є підвищення демпфіруючої здатності борштанг. У більшості відомих конструкцій борштанг для встановлення демпфера використовується значна частина внутрішнього об'єму тіла консольної частини борштанги. Недоліком такого розточувального інструменту є його низька радіальна жорсткість в точці розміщення різця внаслідок наявності порожнини значного діаметру в корпусі для розміщення демпфіруючого елементу, що обмежує можливість використання цього розточувального інструменту тільки режимами тонкого розточування з невеликими силами різання [27].

Для визначення впливу діаметра порожнини консольної частини борштанги на величину прогину y вільного кінця консолі від зосередженого зусилля P використаємо формулу [21]:

$$y = \frac{P \cdot l^3}{3E \cdot J},$$

де l - довжина консолі, E - модуль пружності матеріалу борштанги, J - осьовий момент інерції перерізу консолі. Більшість розточувальних борштанг верстатів токарної групи мають циліндричну форму консолі, відповідно осьовий момент інерції перерізу кола та кільця визначають за формулами:

$$\text{для кола } J_y = \frac{\pi \cdot D^4}{64}, \text{ а для кільця } J_y = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right].$$

Із порівняння цих формул виходить, що вплив діаметру d порожнини на збільшення прогину y вільного кінця консолі буде не більше 5%, якщо

співвідношення $d/D \leq 0,475$, або після округлення $d/D \leq 0,5$. Цей аналіз дає можливість встановити наступну умову: для забезпечення в точці різання радіальної жорсткості консольної частини розточувальної борштанги з порожниною близькою до жорсткості суцільного тіла консольної частини необхідно, щоб діаметр порожнини d не перевищував половини зовнішнього діаметра D консольної частини корпусу борштанги, а саме: $d/D \leq 0,5$.

При виконанні цієї умови втрачається біля 5 % радіальної жорсткості консольної частини борштанги і є можливість встановлення демпфера в порожнині борштанги для підвищення її демпфіруючої здатності і, як наслідок, підвищення вібростійкості при розточуванні [25].

4. Теоретичні дослідження частотних характеристик пружної системи розточувальної оправки токарно-револьверного верстата

Для визначення частотних характеристик пружної системи розточувальної оправки верстата використано можливості програмного комплексу MATLAB/Simulink та наведену в розділі 3.3 математичну модель динамічної системи домінуючої коливальної системи розточувальної оправки верстата.

Для дослідження впливу процесу різання на характеристики домінуючої коливальної системи розточувальної оправки можна скористатися залежністю [23]:

$$W_{роз}(i\omega) = W_{ПС}(i\omega) \cdot W_{ПР}(i\omega), \quad (4.1)$$

де $W_{ПР}(i\omega)$ - передаточна характеристика процесу різання.

Динамічний режим процесу різання як аперіодичної ланки може бути описаний диференціальним рівнянням першого порядку відносно вихідної координати P :

$$P + T_p \cdot \dot{P} = K_p a, \quad (4.2),$$

де P – сила різання; T_p – постійна часу стружкоутворення; K_p – коефіцієнт різання; a – зміна товщини зрізу. При цьому коефіцієнт різання може бути визначений за лінійною залежністю виду [23]:

$$K_p = \frac{P}{a} = K_{num} \cdot b, \quad (4.3)$$

де K_{num} - питома сила різання, b – ширина зрізу. Постійну часу стружкоутво-

рення T_p визначають за формулою: $T_p = \frac{m}{n} \cdot \frac{a \cdot \xi}{V}, \quad (4.4)$

де $m/n \cong 1 \div 1,5$ для сталі, ξ - усадка стружки, V – швидкість різання.

Вираз (4.2) в операторній формі має вигляд:

$$(T_p P + 1) \cdot P(p) = K_p a(p).$$

Звідси знаходимо передаточну функцію процесу різання у вигляді:

$$W_{IP}(p) = \frac{P(a)}{a(p)} = \frac{K_p}{1 + T_p p} = \frac{K_{num} \cdot b}{1 + T_p p}. \quad (4.5)$$

Передаточна функція процесу різання реалізована в моделі домінуючої коливальної системи розточувальної оправки у вигляді, що наведений на рис. 4.1.

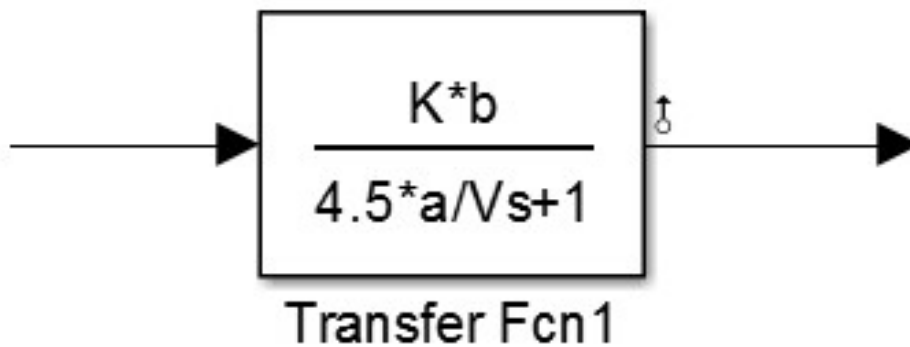


Рис. 4.1. Передаточна функція процесу різання

Використовуючи передаточну функцію системи розточувальної оправки верстата, що побудована на базі системи диференційних рівнянь (3.1), можна проаналізувати вплив геометричних параметрів розточувальної оправки на частотні характеристики передаточної функції.

В рівномірному масштабі по осі ω графіки частотних характеристик швидко змінюються на низьких частотах та повільно - на високих. Тому в практичних розрахунках використовують логарифмічні частотні характеристики з відповідними масштабами по осях частоти та амплітуди.

Логарифмічні амплітудно-частотні характеристики (ЛАЧХ) системи розточувальної оправки верстата будуються в логарифмічному масштабі по осі частот та в реальному рівномірному масштабі (розмірність $1 \cdot 10^{-6}$ м) по осі амплітуд.

Результати розрахунків частотних характеристик передаточної функції пружної системи розточувальної оправки верстата наведені графічно на рис. 4.2, рис. 4.3 та рис. 4.4.

На рис. 4.2 представлена часова характеристика затухаючих коливань закріпленої консольно розточувальної оправки при $D = 34$ мм, $d = 16$ мм та довжині $l = 250$ мм. Геометричні розміри оправки відповідають розмірам дослідного зразка розточувальної оправки верстата. При розрахунках прийнято, що в порожнині оправки відсутні демпфіруючі елементи, а коефіцієнти демпфірування розраховуються за формулою (3.6).

На рис. 4.3 наведено розрахункову амплітудно-частотну (АЧХ), а на рис. 4.4. амплітудно-фазово-частотну характеристику (АФЧХ) коливань оправки вказаного розміру. Частота власних коливань розточувальної оправки в зоні розміщення різця дорівнює $f = 360$ Гц, що підтверджується як часовою (рис. 4.2) та і АЧХ (рис. 4.3) характеристиками.

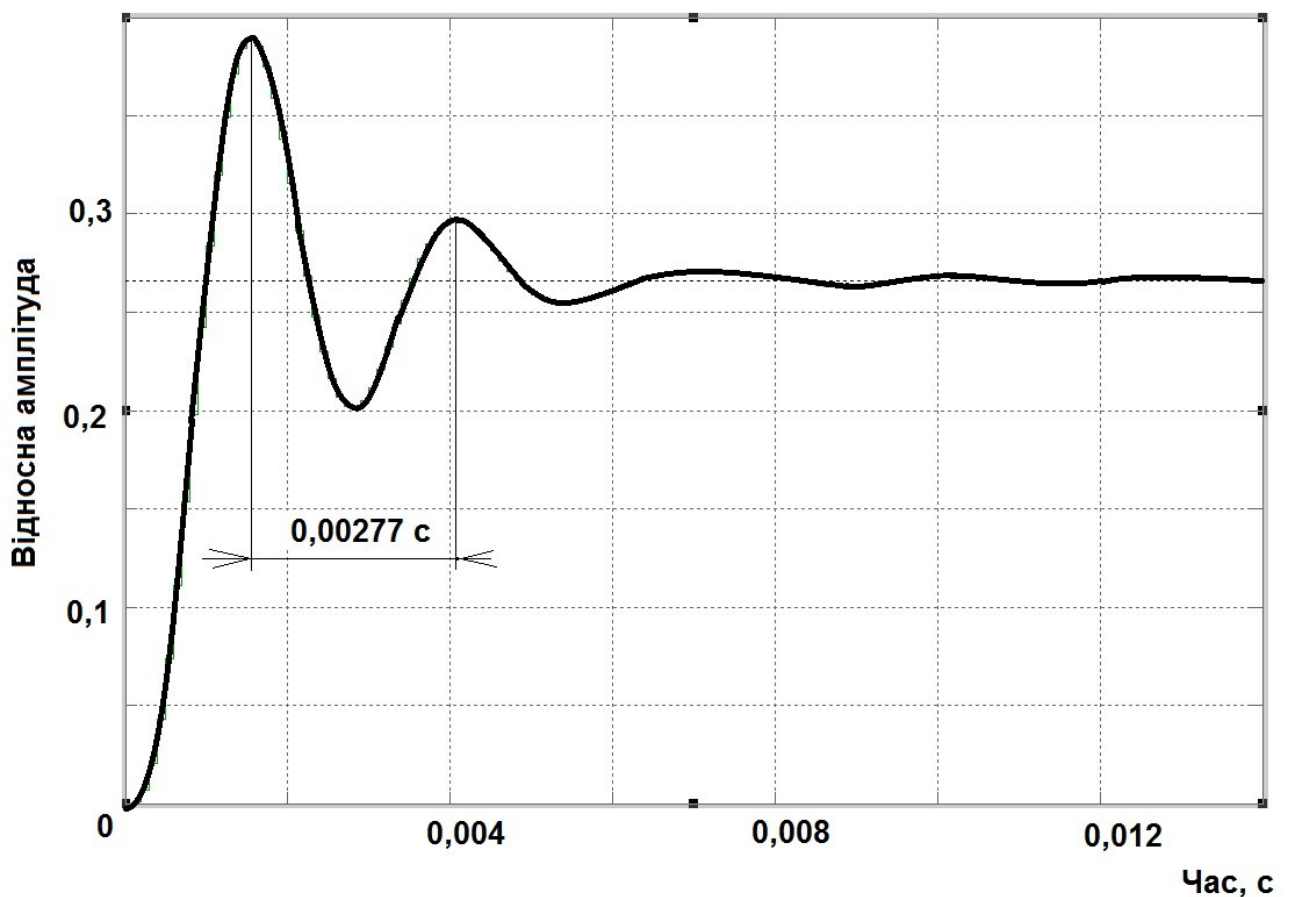


Рис. 4.2. Часова характеристика затухаючих коливань закріпленої консольно розточувальної оправки при $D = 34$ мм, $d = 16$ мм та довжині $l = 250$ мм.

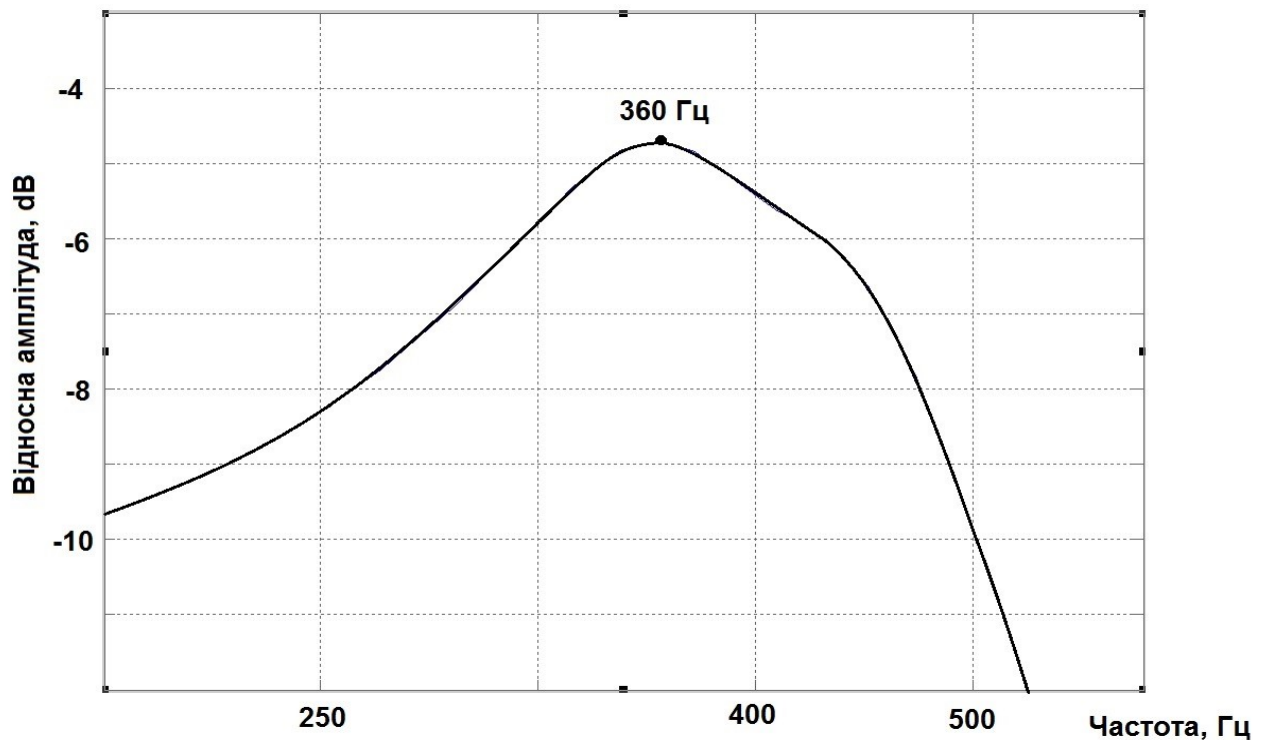


Рис. 4.3. Амплітудно-частотна характеристика затухаючих коливань закріпленої консольно розточувальної оправки при $D = 34$ мм, $d = 16$ мм та довжині $l = 250$ мм

Для визначення запасу сталості пружної системи оправки за амплітудою використовується АФЧХ, представлена на рис. 4.4. Розрахунок запасу сталості за амплітудою визначається виразом [24]:

$$L = 20 \lg \frac{1}{H} \text{ (дБ)}, \quad (4.6)$$

при тому значенні частоти, при якому фазова характеристика $\varphi(\omega) = -180^\circ$.

Для систем металорізальних верстатів рекомендовано, щоб:

$$L \geq 8 \div 12 \text{ дБ}. \quad (4.7)$$

Із рис. 4.4 видно, що величина $H = 0,36$, розрахована за формулою (4.6), відповідає значенню $L = 8,9$ та за умовою (4.7) має достатній запас сталості.

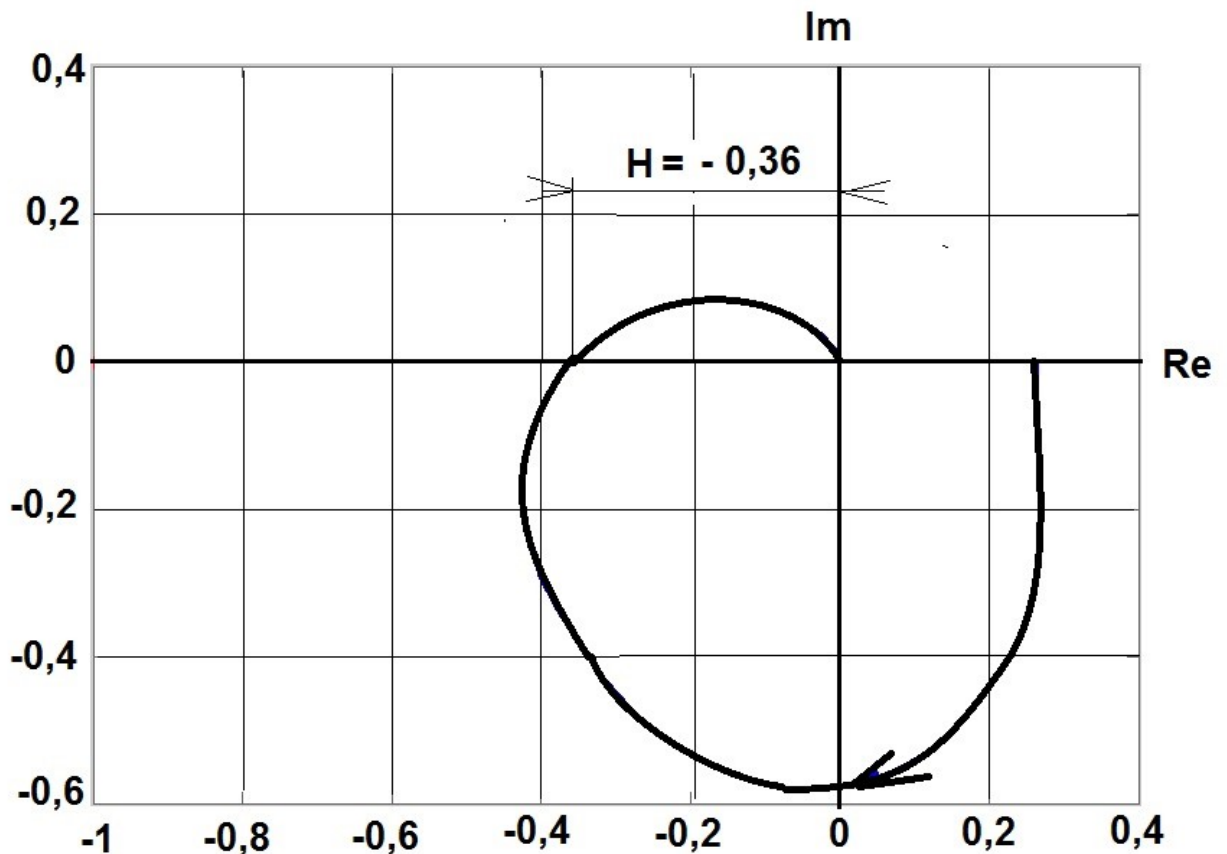


Рис. 4.4. Амплітудно-фазово-частотна характеристика затухаючих коливань закріпленої консольно розточувальної оправки при $D = 34$ мм, $d = 16$ мм та довжині $l = 250$

Одним із ефективних способів підвищення вібростійкості процесу розточування є підвищення демпфіруючої здатності оправок. У більшості відомих конструкцій оправок для встановлення демпфера використовується значна частина внутрішнього об'єму тіла консольної частини оправки. Недоліком такого розточувального інструменту є його низька радіальна жорсткість в точці розміщення різця внаслідок наявності порожнини значного діаметру в корпусі для розміщення демпфіруючого пристрою, що обмежує можливості використання цього розточувального інструменту тільки режимами тонкого розточування з невеликими силами різання.

Розрахунками з використанням формул «Опору матеріалів» для прогину консольної балки встановлено, що для забезпечення в точці різання

радіальної жорсткості консольної частини розточувальної оправки з порожниною на рівні жорсткості суцільного тіла консольної частини необхідно витримати умову, щоб діаметр порожнини d не перевищував половини ді-

аметра D консольної частини корпусу оправки, а саме: $\frac{d}{D} \leq 0,5$. При виконанні цієї умови втрачається не більше 3÷5 % радіальної жорсткості консольної частини оправки і є можливість встановлення демпферу в порожнині оправки для підвищення її демпфіруючої здатності і, як наслідок, підвищення вібростійкості при розточуванні [25].

Для підтвердження правильності даної умови проведено розрахунок частотних характеристик розточувальної оправки із збільшеним діаметром отвору порожнини консолі, а саме: $D = 34$ мм, $d = 28$ мм та при довжині $l = 250$ мм. Співвідношення $d/D = 0,82$, що порушує встановлену умову.

Результати розрахунків частотних характеристик передаточної функції пружної системи розточувальної оправки верстата при співвідношення $d/D = 0,82$ наведені графічно на рис. 4.5, рис. 4.6 та рис. 4.7.

На рис. 4.5 представлена часова характеристика затухаючих коливань закріпленої консольно розточувальної оправки при $D = 34$ мм, $d = 28$ мм та довжині $l = 250$ мм, а на рис. 4.6 розрахункова амплітудно-частотна (АЧХ) характеристика.

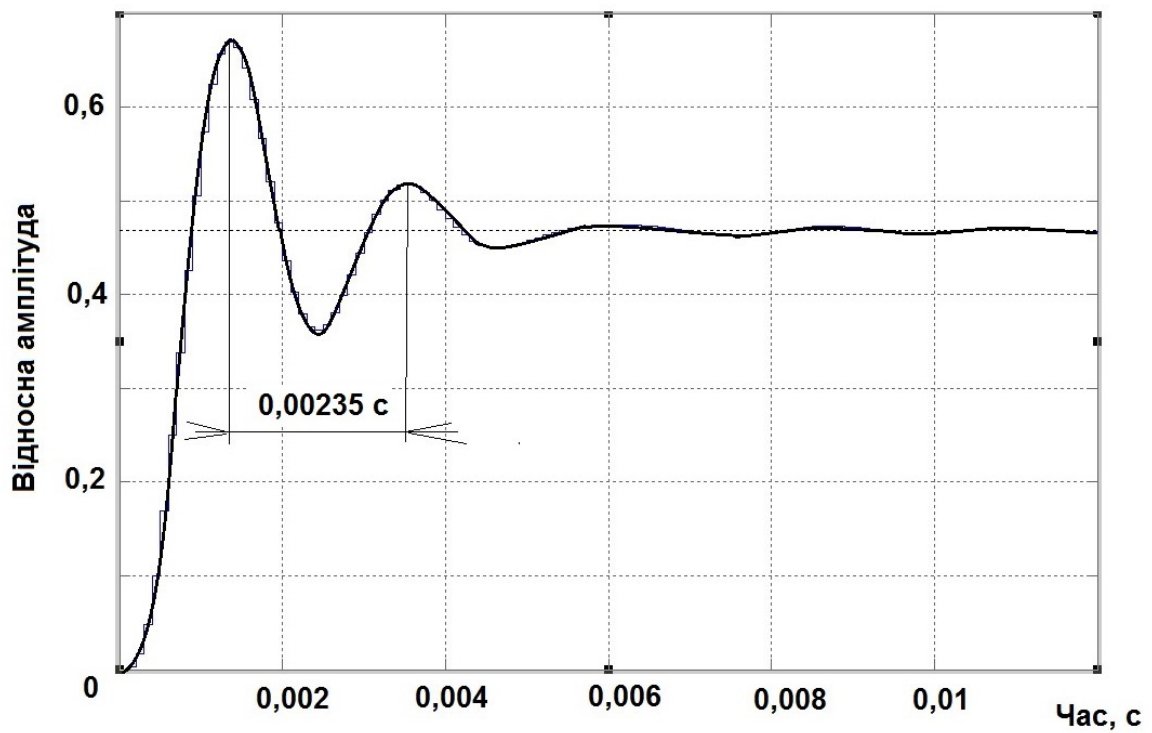


Рис. 4.5. Часова характеристика затухаючих коливань закріпленої консольно розточувальної оправки при $D = 34$ мм, $d = 28$ мм та довжині $l = 250$ мм

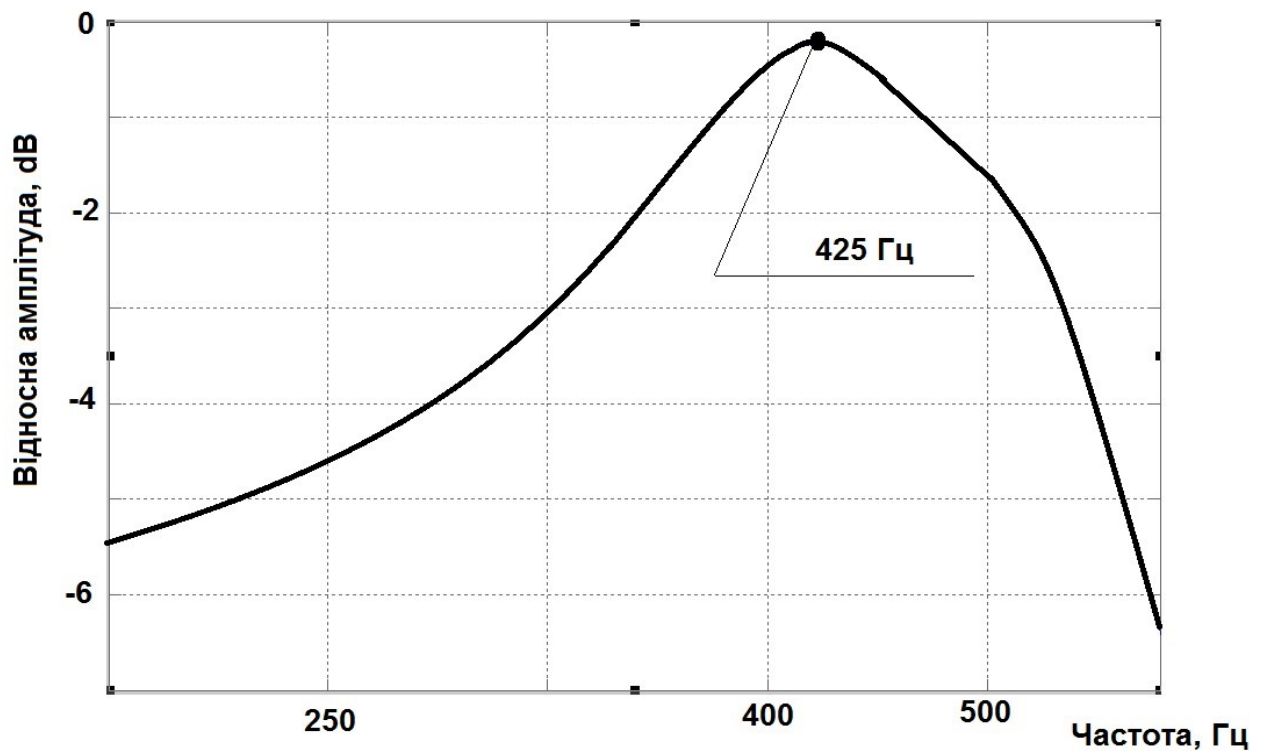


Рис. 4.6. Амплітудно-частотна характеристика затухаючих коливань закріпленої консольно розточувальної оправки при $D = 34$ мм, $d = 28$ мм та довжині $l = 250$ мм

Розрахункове значення частоти власних коливань розточувальної оправки із співвідношенням $d/D = 0,82$ в зоні розміщення різця дорівнює $f = 425$ Гц, що показано на часовій (рис. 4.5) та амплітудно-частотній (рис. 4.6) характеристиках.

Із рис. 4.7 видно, що величина $H = 0,64$, розрахована за формулою (4.6), відповідає значенню $L = 3,87$ та за умовою (4.7) має низький запас сталості по амплітуді. Це підтверджує необхідність врахування при виборі параметрів порожнини оправки умови: діаметр порожнини d має не перевищувати половини діаметра D консольної частини корпусу оправки, а саме: $\frac{d}{D} \leq 0,5$.

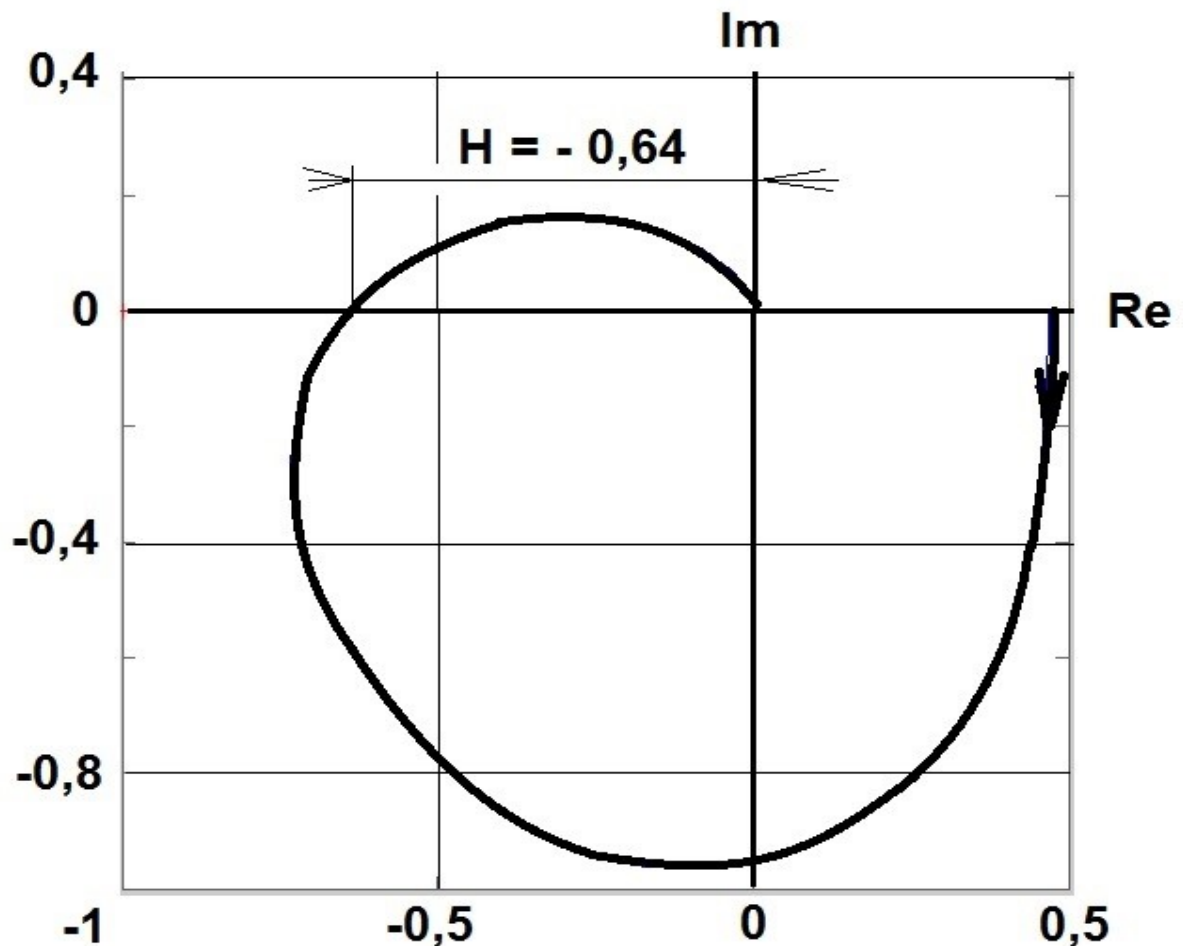


Рис. 4.7. Амплітудно-фазово-частотна характеристика затухаючих коливань закріпленої консольно розточувальної оправки при $D = 34$ мм, $d = 16$ мм та довжині $l = 250$

Дієвим напрямком визначення ефективності використання демпфіруючих елементів в порожнині консольної частини оправки є експериментальні дослідження дослідних зразків оправок та порівняння їх експериментальних частотних характеристик при наявності та відсутності демпфера.

Плакат порівняння результатів теоретичних досліджень частотних характеристик пружної системи розточувальної оправки токарно-револьверної верстата зображено в додатку Г.

5. Дослідження розточувальної оправки з орієнтованою жорсткістю

5.1. Результати моделювання дослідної конструкції розточувальної оправки з орієнтованою жорсткістю

Особливістю процесу розточування консольною оправкою на токарно-револьверному верстаті є невисокі режими різання на переходах чорнової та напівчистої обробки, що пов'язано з обмеженою радіальною жорсткістю консольної оправки. Крім того, більшість розточувальних оправок мають форму циліндра чи конуса ($1^0 - 2^0$) і колова радіальна жорсткість таких конструкцій не має явно виражених осей найбільшої і найменшої жорсткості в зоні встановлення різця в площини, перпендикулярній до осі оправки. Це призводить до суттєвого впливу координатного зв'язку на збільшення амплітуд автоколивань консольної частини оправки при різанні і зниження режимів вібростійкого різання.

Для дослідження впливу координатного зв'язку на вібростійкість при токарній обробці розглядається нова конструкція оправки з орієнтованою жорсткістю. На рис. 4.1.1. зображено креслення даної оправки. Всередину корпусу цієї борштанги вміщено ребро жорсткості прямокутного перерізу. Воно розміщене під кутом 12° до осі, що проходить через вершину різця.

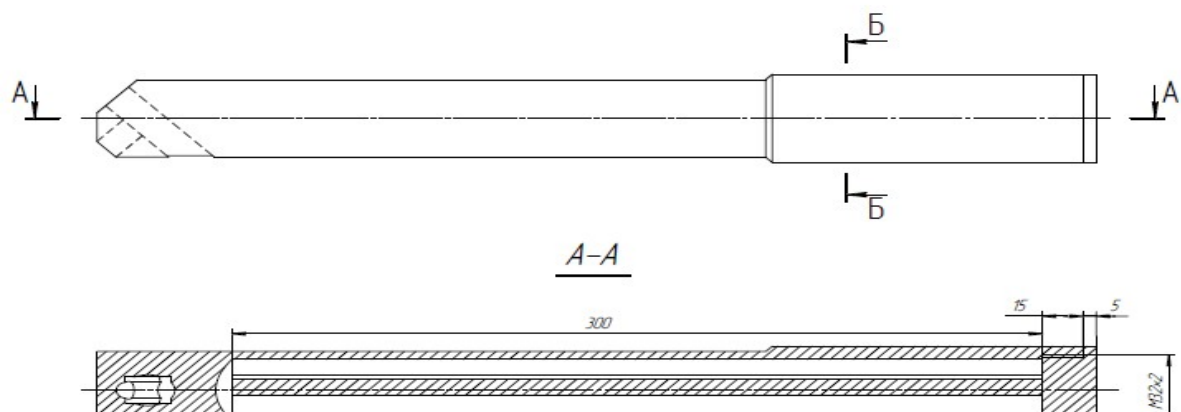


Рис. 4.1.1. Креслення запропонованої оправки з орієнтованою жорсткістю.

ЧЕРТЕЖ

КОРПУСА

ОПРАВКИ

Для визначення радіальної жорсткості консольної частини оправки в програмі Inventor було створено твердотільну модель (рис. 4.1.2.). Після чого на базі твердотільної моделі біло проведено дослідження з використанням методу скінченних елементів. Для проведення подальших розрахунків модель була позначена скінченно-елементною сіткою, що спостерігається на рис. 4.1.3.

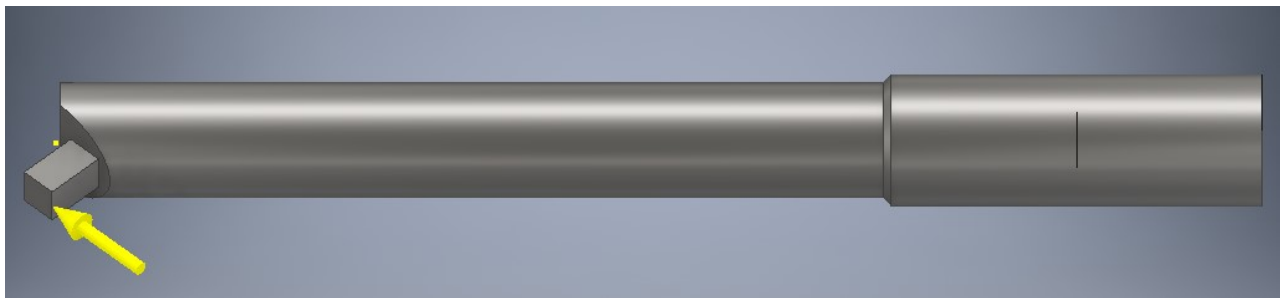


Рис. 4.1.2. Твердотільна модель борштанги з орієнтованою жорсткістю

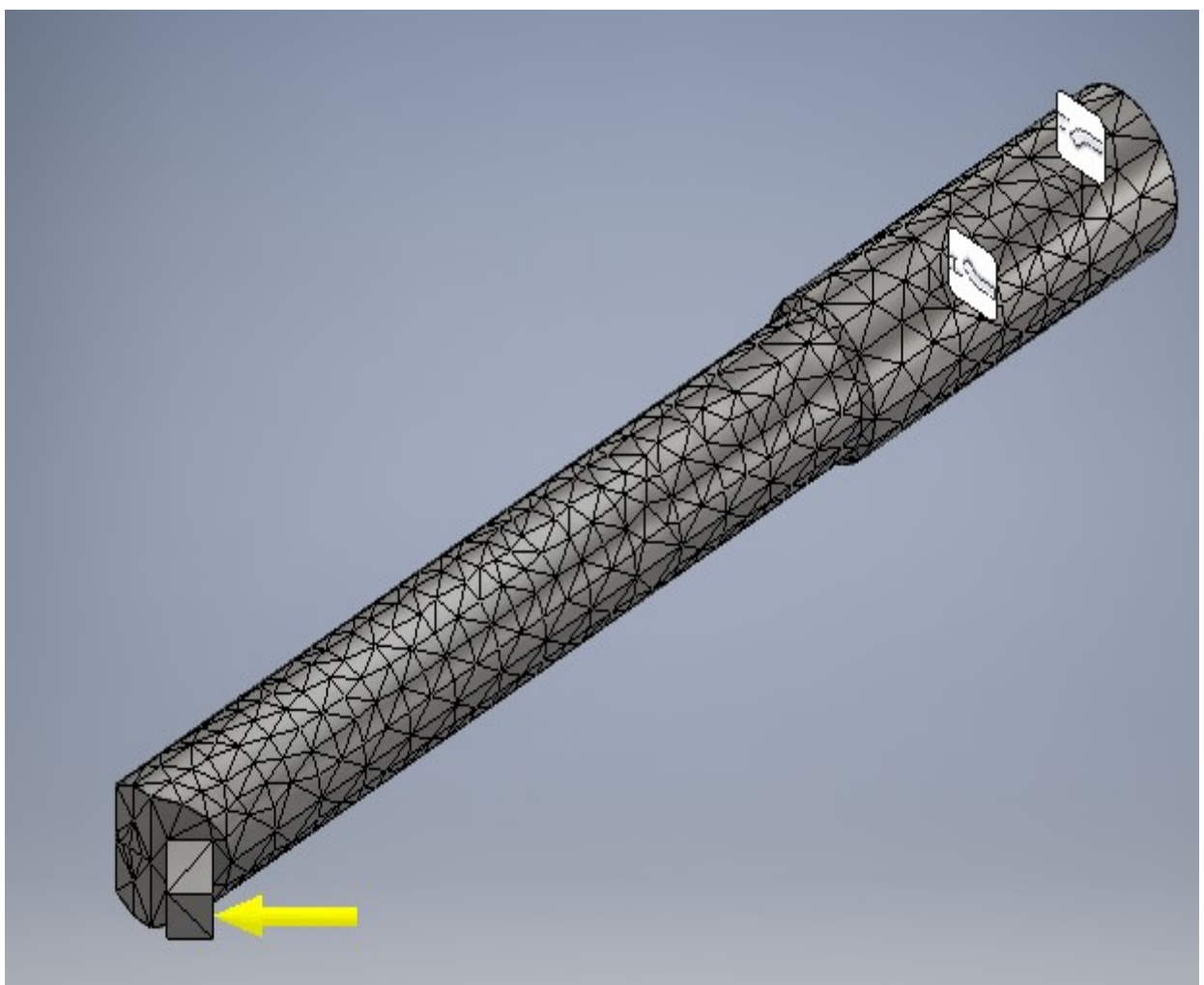


Рис. 4.1.3. Розрахункова модель борштанги з орієнтованою жорсткістю.

Зазвичай проводяться розрахунки методом приближеного чисельного рішення фізичних задач. В його основі лежать дві основні ідеї: дискретизація досліджуваного об'єкта на кінцевому численні елементи та кусочно-елементна додаткова можливість досліджуваних функцій. Цей метод називається Метод кінцевих елементів (МКЭ) [21].

Результати моделювання:

Оскільки інструмент повинен бути довговічним, то потрібно знати його граничні напруження. Зазвичай за границю напруги використовують межу текучості по Мізеса. Критерій максимального напруження по Мізесу ґрунтується на теорії Мізес-Хенкі (Mises-Hencky), також відомої як теорія енергії формозміни.

Для головних напружень $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ напруга по Мізесу виражається як:

$$\sigma_{\text{vonMises}} = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}$$

Теорія стверджує, що пластичний матеріал починає пошкоджуватися в місцях, де напруга по Мізесу стає рівним граничному напруженню [22].

Межа текучості - властивість, залежне від температури. Справжня задана величина межі текучості повинна враховувати температуру компонента. Коефіцієнт запасу міцності в даному місці підраховується на основі формули:

$$\text{Запас міцності (FOS)} = \sigma_{\text{limit}} / \sigma_{\text{vonMises}}.$$

Аналізуючи рис. 4.1.4. видно, що максимальне напруження, яке може витримати ця оправка, рівне 44,25МПа. Основне навантаження припадає на частину перед утовщенням, де, при великому навантаженні, може буди розрив.

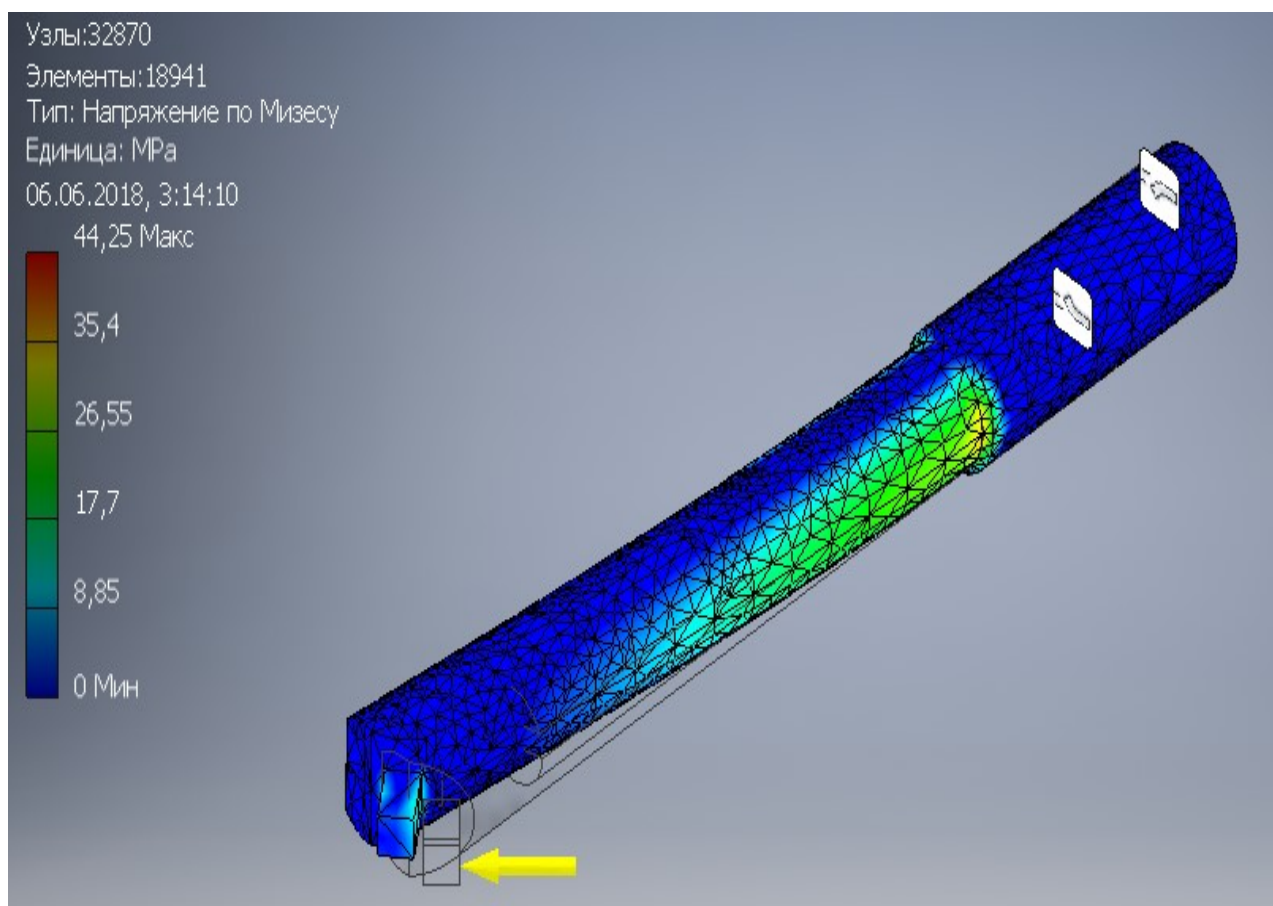
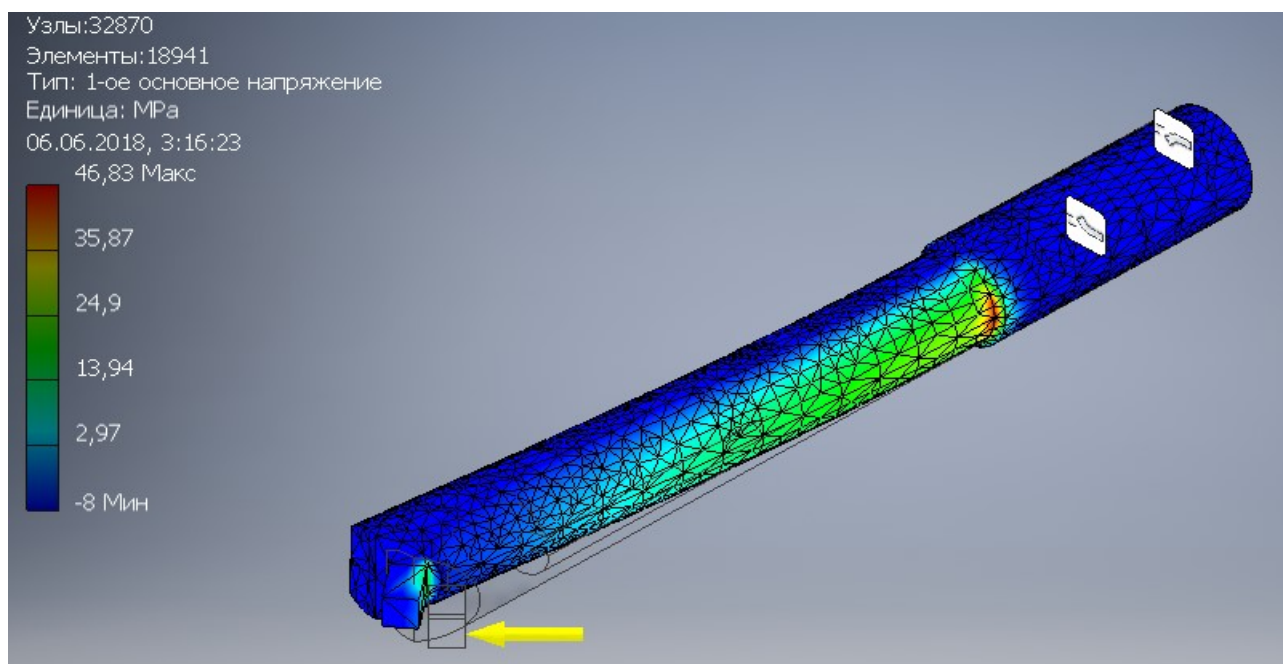
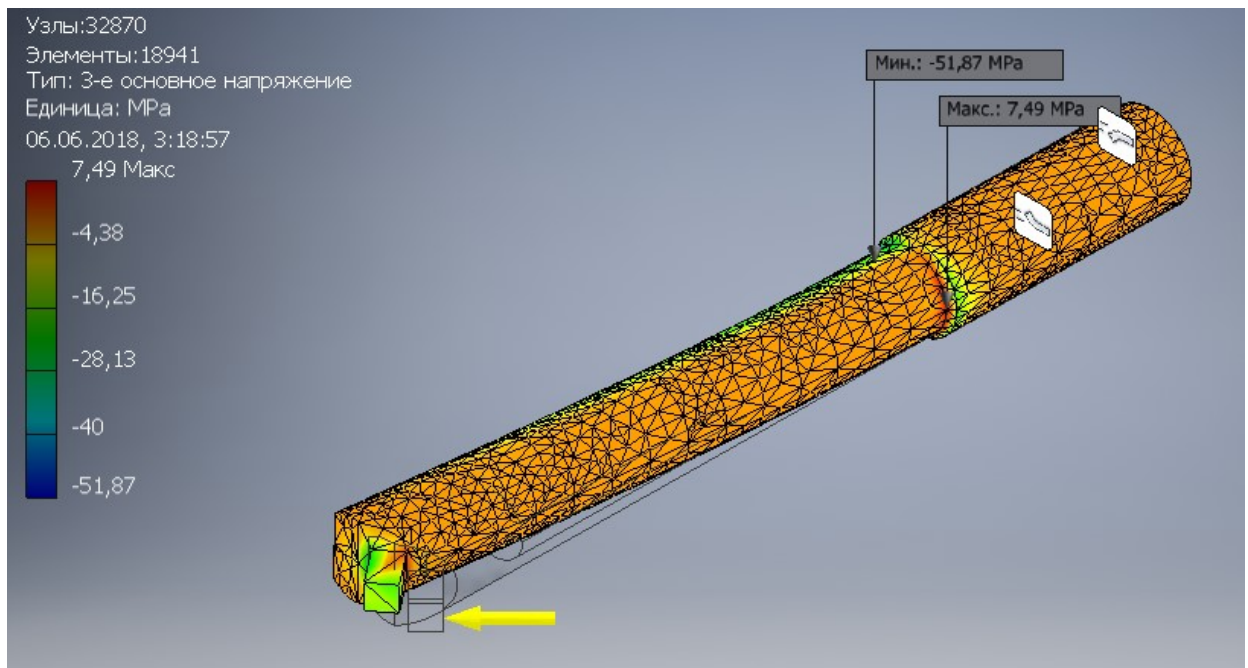


Рис. 5.1.3. Напряжения по Мизесу

На рис. 5.1.4 показано приклади картин деформацій розточувальної оправки з орієнтованою жорсткістю в радіальному Z та тангенціальному U напрямках.



а)



б)

Рис. 5.1.4. Картини деформацій розточувальної оправки з орієнтованою жорсткістю в радіальному Z (а) та тангенціальному У (б) напрямках

Результати моделювання проведені в системі Inventor зібрані в додатку Д.

По даним розрахунку методом скінчених елементів твердотільної моделі оправки можна побудувати графік залежності радіальної жорсткості консольної частини оправки від співвідношення d/D (рис. 4.1.6.)

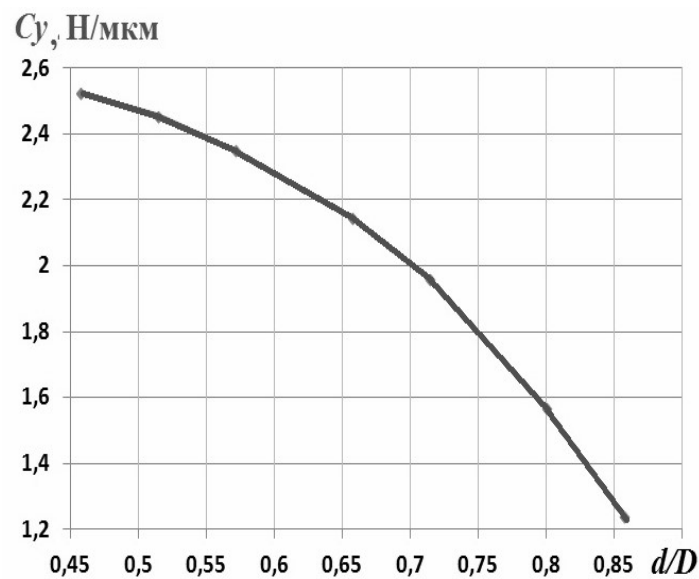


Рис. 4.1.6. Графік залежності радіальної жорсткості консольної частини борштанги від співвідношення діаметра отвору d до зовнішнього діаметру консолі D , при $L=250$ мм.

За результатами цих розрахунків визначено жорсткість консольної частини оправки з орієнтованою жорсткістю в напрямках головних осей жорсткості, які дорівнюють відповідно:

$$C_{\min}/C_{\max} = 0,856$$

$$= 1,98 \text{ Н/мм} \text{ та } C_Y = 2,50 \text{ Н/мм}.$$

5.2. Дослідження впливу наявності внутрішньої порожнини для встановлення демпфера в консольній частині розточувальної оправки на її радіальну жорсткість

На основі розрахунків виготовлено дослідну конструкцію розточувальної оправки, яка зображена на рис. 5.2.1. Стенд складався з розточувальної оправки, яка закріплена в корпусі, навантажувального пристрою, динамометра «камер тонного» типу з індикатором та індикатора для контролю деформацій. Рисунок стенду вказаний в додатку Є.

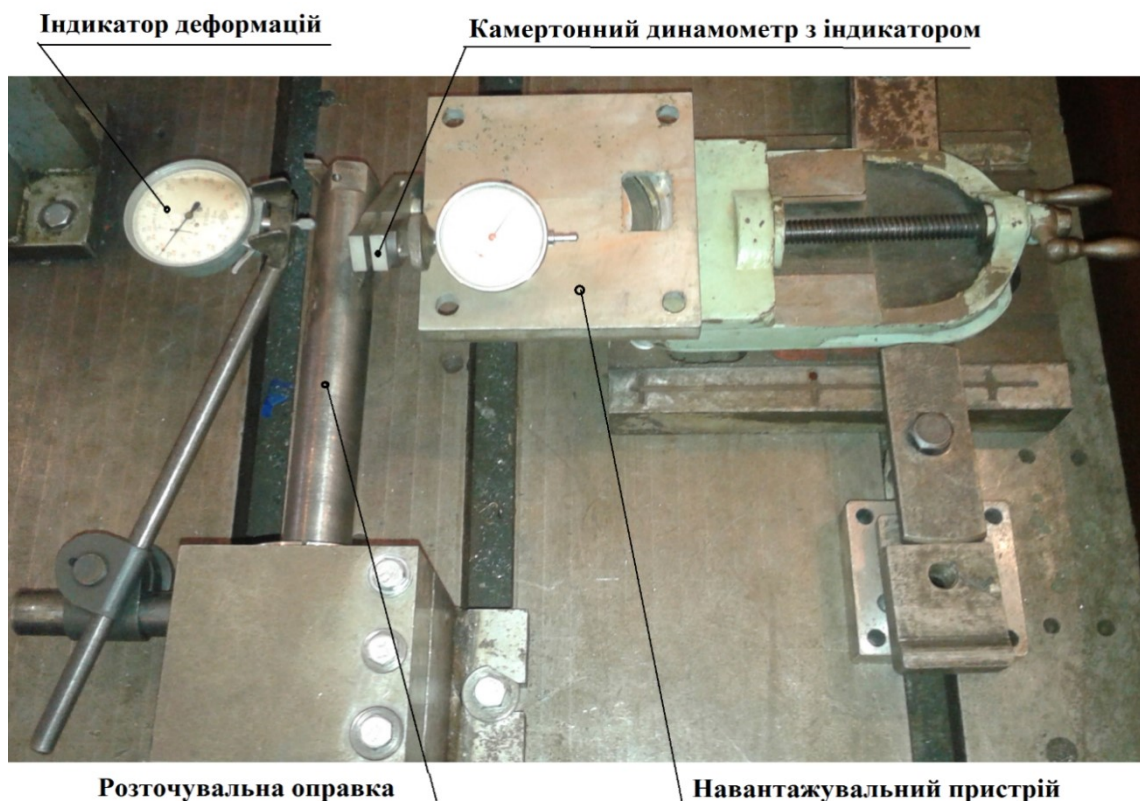


Рис. 5.2.1. Стенд для визначення радіальної жорсткості консольної частини оправки $d = 34$ мм, $l = 250$ мм.

Для дослідження впливу ребра жорсткості, що встановлений під кутом 12^0 до напрямку радіальної складової сили різання, на жорсткість консольної частини оправки проведено навантаження конструкції силою P в напрямку осей Z та Y .

В ході дослідження було отримано дві таблиці навантажень: Табл. 5.1.- навантаження по осі Y ; Табл.5.2.-по осі Z .

Табл. 5.1

P	Вимір 1, мкм		Вимір 2, мкм		Вимір 3, мкм		Середнє, мкм	
H	h	p	h	p	h	p	h	p
0	0	4	0	6	0	8	0,0	6,0
100	85	96	92	95	90	90	89,0	93,7
200	130	138	132	140	130	144	130,7	140,7
300	190	195	193	198	198	202	193,7	198,3
400	224	235	232	238	233	240	229,7	237,7

500	280	280	285	285	288	288	284,3	284,3
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-------	-------

Табл. 5.2

Р	Вимір 1, мкм		Вимір 2, мкм		Вимір 3, мкм		Середнє, мкм	
Н	н	р	н	р	н	р	н	р
0	0	7	0	5	0	0	0,0	4,0
100	70	78	60	74	64	75	64,7	75,7
200	104	112	93	107	96	112	97,7	110,3
300	145	153	133	150	133	153	137,0	152,0
400	170	184	168	180	167	178	168,3	180,7
500	203	203	205	205	204	204	204,0	204,0

На основі даних з таблиць були сформовані таблиці відповідності деформації та сили навантаження. Дана таблиця зображена в додатку Е.

Табл.5.3

Деформ.	P_y	Деформ.	P_z
рмкм	Н	мкм	Н
0	0	0	0
89	100	64,7	100
130,7	200	97,7	200
193,7	300	137	300
229,7	400	168,3	400
284,3	500	204	500
237,7	400	180,7	400
198,3	300	152	300
140,7	200	110,3	200
93,7	100	75,7	100
6	0	4	0

За даними з табл.5.3. біли сформовані діаграми деформацій.

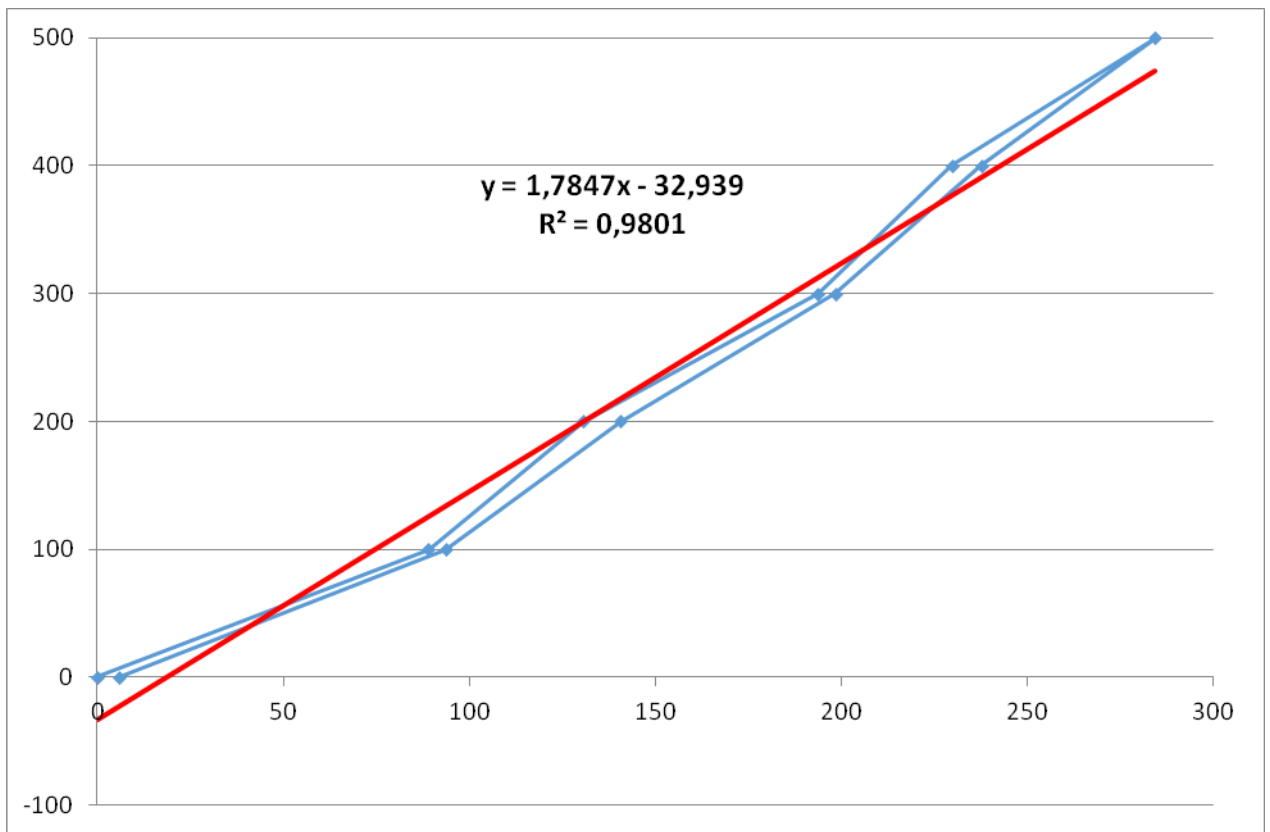


Рис.5.2.2. Діаграма деформації вздовж осі У.

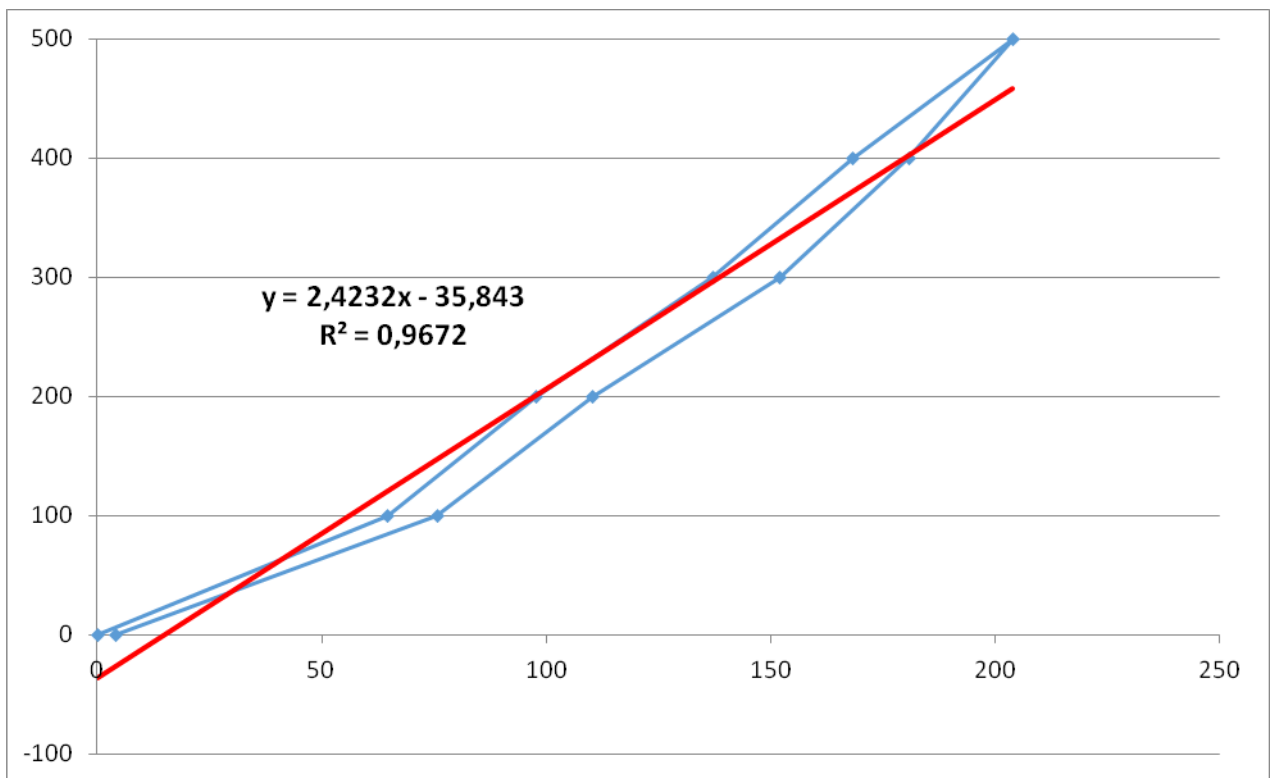


Рис.5.2.3. Діаграма деформації вздовж осі Z.

Діаграми зображені в додатку Є.

За даними з діаграм проведенні розрахунки жорсткості, де: $C_{\text{макс}} = 2,42$ н/мкм, $C_{\text{мін}} = 1,78$ н/мкм, $\frac{C_{\text{мін}}}{C_{\text{макс}}} = 0,74$

Незначна розбіжність між результатами моделювання та експерименту визначається особливістю кріплення ребра жорсткості в консольній частині оправки.

Одним із ефективних способів підвищення вібростійкості процесу розточування є підвищення демпфіруючої здатності розточувальної оправки. Враховуючи те, що ребро жорсткості в консольній частині оправки займає тільки частину центрального отвору, то його вільна частина може використана для наповнювача з демпфіруючими властивостями.

5.3. Результати дослідження динамічних характеристик розточувальної оправки

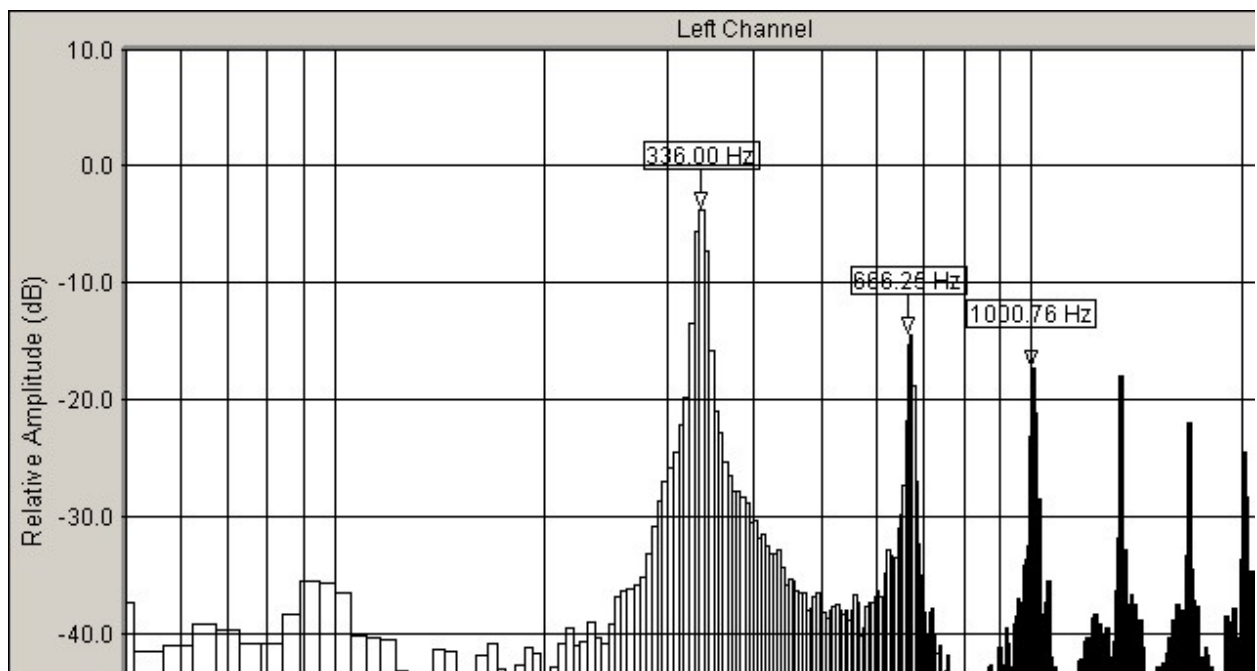
Для дослідження динамічних характеристик використовувався стенд, в якому встановлено корпус для базування та кріплення розточувальних оправок токарного верстата. Для визначення динамічних характеристик консольних оправок на стенді використано комплект апаратури, що складається з вимірювача шуму і вібрацій ИШВ із п'єзоелектричним акселерометром типу Д13, АЦП та програми спектрального аналізу SpectraLab на комп'ютері.

Визначаємо частоти власних коливань консольної частини оправки з орієнтованою жорсткістю в напрямках складових P_y та P_z сили різання з демпфером та без. Імпульсний вплив на консольну частину оправки здійснювався молотком з гумовим наконечником.

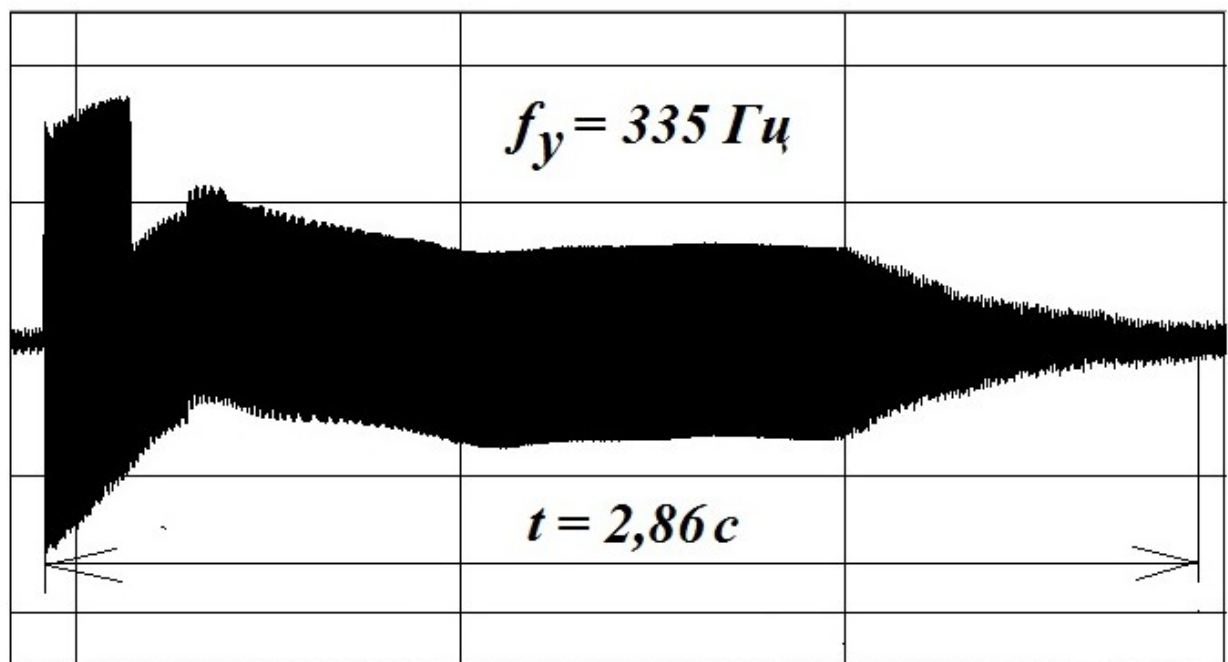
На рис. 5.3.1. наведені амплітудно-частотна характеристика та графік затухаючих коливань дослідної конструкції оправки без демпфера в напрямку осі Y . Із рис. 5.3.1,а видно, що частота власних коливань консольної частини оправки в напрямку осі Y дорівнює 336 Гц, що підтверджується парними гармоніками 666 Гц та 1000 Гц .

На рис. 5.3.2. наведені амплітудно-частотна характеристика та графік затухаючих коливань дослідної конструкції оправки з демпфером в напрямку осі Y . Із рис. 5.3.2,а видно, що частота власних коливань консольної частини оправки з демпфером в напрямку осі Y не змінилась і дорівнює 336 Гц. При цьому рівень амплітуди коливань на частоті 336 Гц зменшився приблизно на 8 dB, що ілюструє вплив демпфера.

Аналіз графіків на рис. 5.3.1 та рис. 5.3.2 продемонстрував ефективність використання демпфера в порожнині розточувальної оправки, що скорочує перехідний процес коливань консолі оправки в напрямку осі Y з 2,86 с до 1,45 с, майже вдвічі.

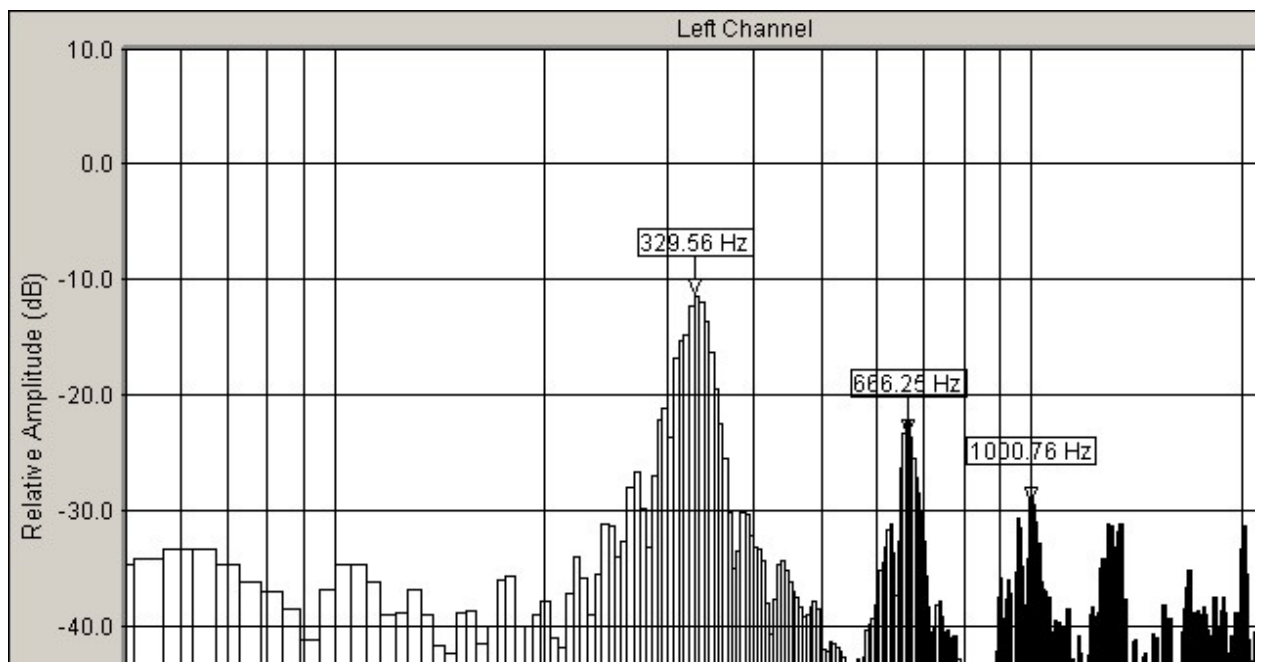


a)

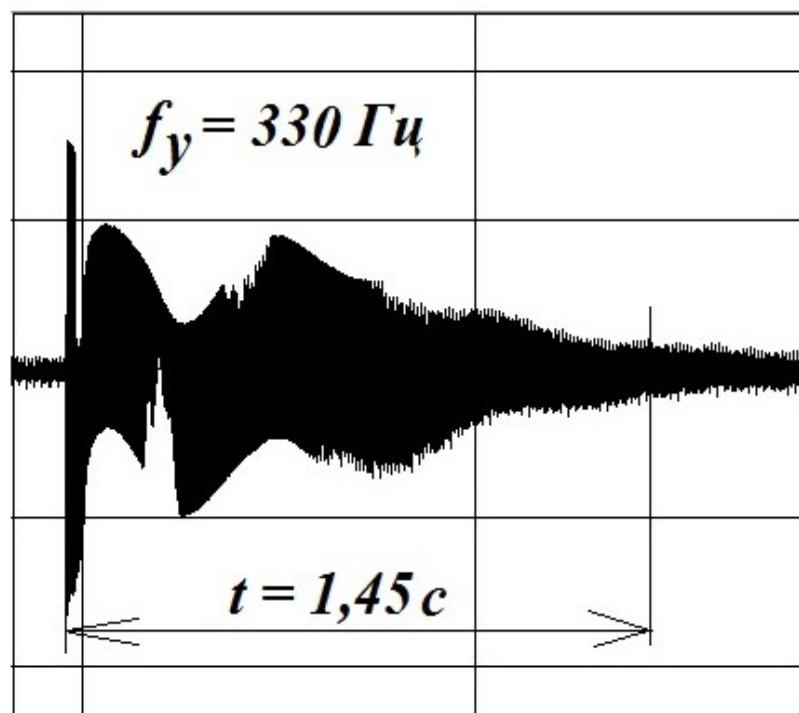


б)

Рис. 5.3.1. Спектр вільних коливань розточувальної оправки в напрямку складової P_y сили різання (а) та графік затухаючих коливань оправки напрямку координати Y без демпфера (б).



а)



б)

Рис. 5.3.2. Спектр вільних коливань розточувальної оправки в напрямку складової P_y сили різання (а) та графік затухаючих коливань оправки напрямку координати Y з демпфером (б).

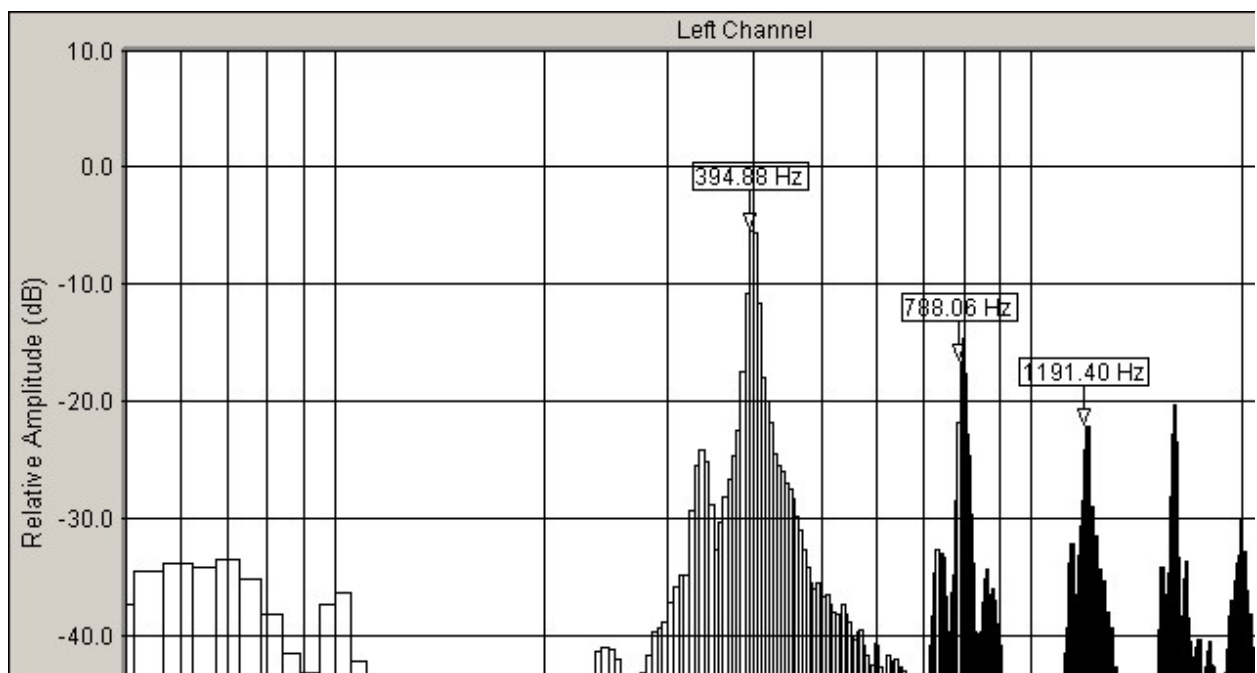
На рис. 5.3.3. наведені амплітудно-частотна характеристика та графік затухаючих коливань дослідної конструкції оправки без демпфера в напрямку осі Z. Із рис. 5.3.3,а видно, що частота власних коливань консольної частини оправки в напрямку осі Z дорівнює 394 Гц, що підтверджується парними гармоніками 788 Гц та 1191 Гц .

На рис. 5.3.4. наведені амплітудно-частотна характеристика та графік затухаючих коливань дослідної конструкції оправки з демпфером в напрямку осі Z. Із рис. 5.3.4,а видно, що частота власних коливань консольної частини оправки з демпфером в напрямку осі Z майже не змінилась і дорівнює 397 Гц. При цьому рівень амплітуди коливань на частоті 397 Гц зменшився приблизно на 7 dB, що ілюструє вплив демпфера.

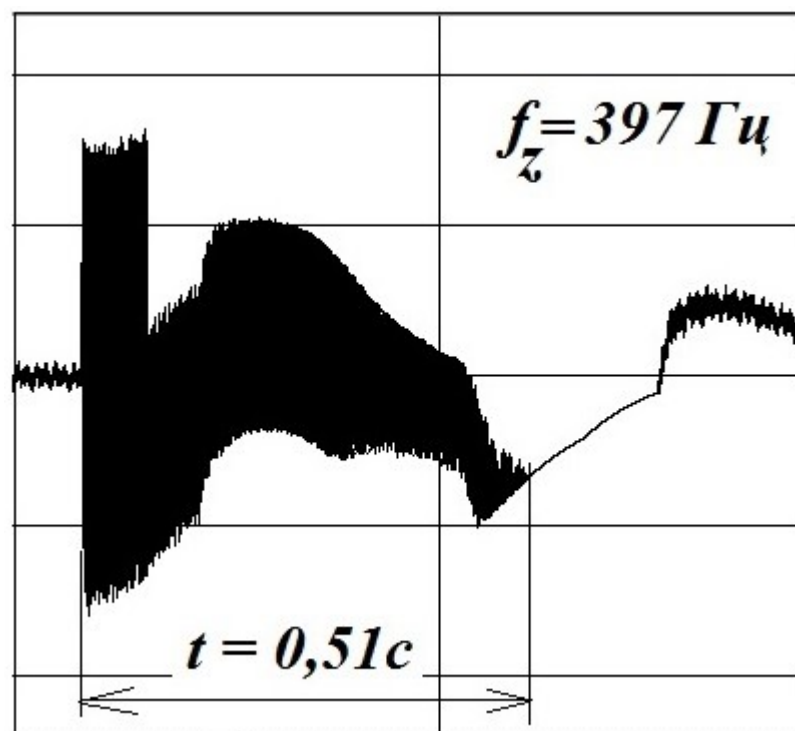
Аналіз графіків на рис. 5.3.3 та рис. 5.3.4 продемонстрував ефективність використання демпфера в порожнині розточувальної оправки, що скорочує перехідний процес коливань консолі оправки в напрямку осі Z з 0,51 с до 0,26 с, майже вдвічі.

В якості пасивного демпфера використовувались сталеві кульки діаметром 2 мм, якими заповнено вільний простір порожнини консольної частини оправки. Порожнина оправки зі сторони кріплення в револьверній головці закрита різьбовою пробкою без застосування натягу сталевих кульок в порожнині оправки, що підвищує ефективність демпфірування коливань.

Різниця в часу перехідного процесу затухання коливань в напрямках осей Y та Z можна пояснити особливістю конструкції консольної частини розточувальної оправки, що має ребро жорсткості в порожнині. При цьому більша маса коливається в напрямку осі Y , тож відповідно і частота коливань в цьому напрямку трохи менша.

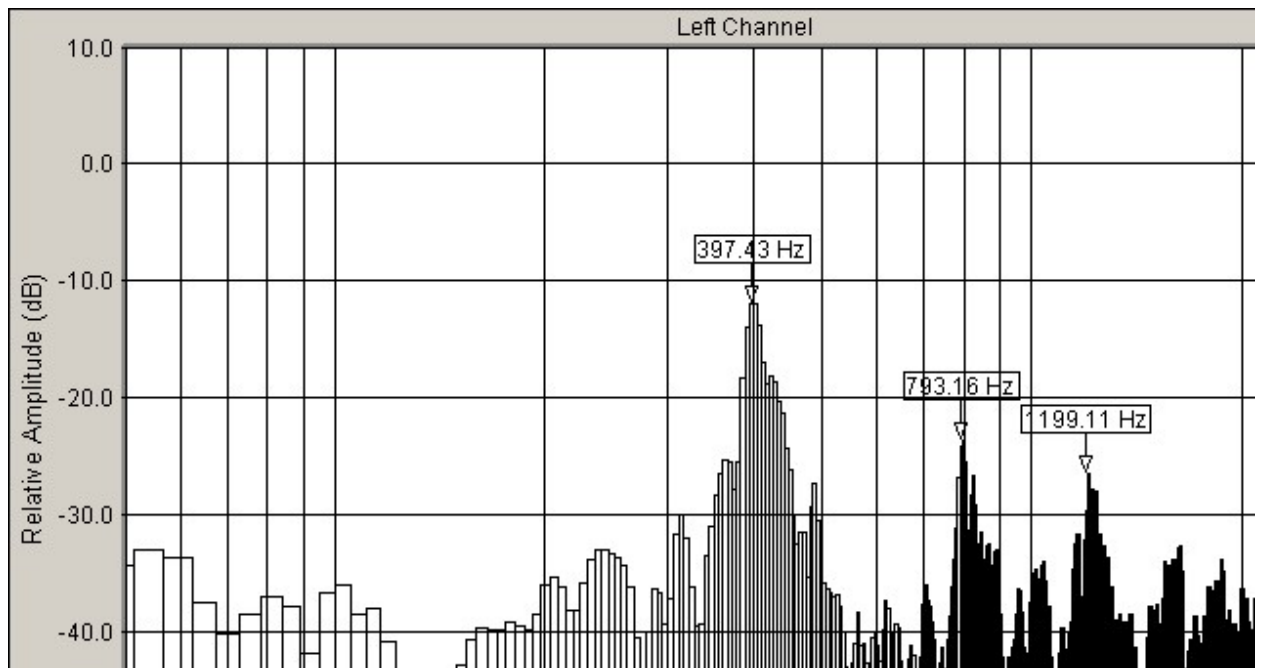


a)

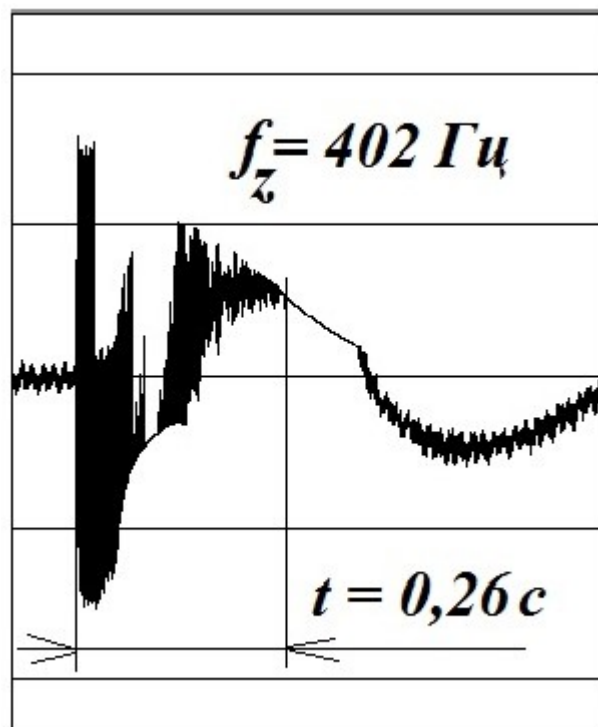


б)

Рис. 5.3.3. Спектр вільних коливань штатної опраки в напрямку складової P_z сили різання (а) та графік затухаючих коливань оправки напрямку координати Z без демпфера (б).



а)



б)

Рис. 5.3.4. Спектр вільних коливань штатної опраки в напрямку складової P_z сили різання (а) та графік затухаючих коливань оправки напрямку координати Z з демпфера (б).

Результати досліджень динамічних характеристик зображено в додатку Е.

ВИСНОВКИ

1. Консольна оправка, як найменш жорстка ланка технологічної системи верстата, найбільше схильна до виникнення надмірних вібрацій. Розточувальна оправка в процесі різання здійснює поздовжні, поперечні та крутильні коливання, що мають домінуючий вплив на рівень відносних коливань між інструментом і деталлю. Зниження рівня інтенсивності коливань консольних оправок є **актуальною проблемою** та важливим шляхом підвищення продуктивності, точності та якості оброблених поверхонь.
2. Огляд відомих засобів та методів досліджень процесу розточування однолезовим інструментом у вигляді консольних розточувальних оправок показав, що ряд задач, що пов'язані з вибором конструктивних параметрів розточувальних оправок для обробки на токарно-револьверних верстатах потребує свого вирішення.
3. Для теоретичного аналізу коливальних процесів при обробці консольними оправками розроблено принципову схему домінуючої коливальної системи процесу розточування та побудовано математичну модель динамічної системи верстата, що дозволяє визначити вплив конструктивних параметрів розточувальних оправок на вібростійкість процесу розточування.
4. На основі математичної моделі з використанням передаточної функції розімкнутої динамічної системи розраховано залежність запасу сталості пружної системи розточувальна оправка-супорт від конструктивних параметрів оправки.
5. Експериментальні дослідження дослідних зразків розточувальних оправок дали можливість визначити їх частотні характеристики методом гармонічного збурення та використати їх при моделюванні процесу розточування.
6. Показано, що забезпечення умов вібростійкої обробки на верстатах консольними оправками може здійснюватись шляхом раціонального вибору їх

конструктивних параметрів з врахуванням відповідної орієнтації головних осей жорсткості пружної системи інструменту по відношенню до напрямку дії сили різання, вибором раціонального співвідношення жорсткостей оправок за цими осями та підвищенням демпфіруючої здатності консольної частини оправки.

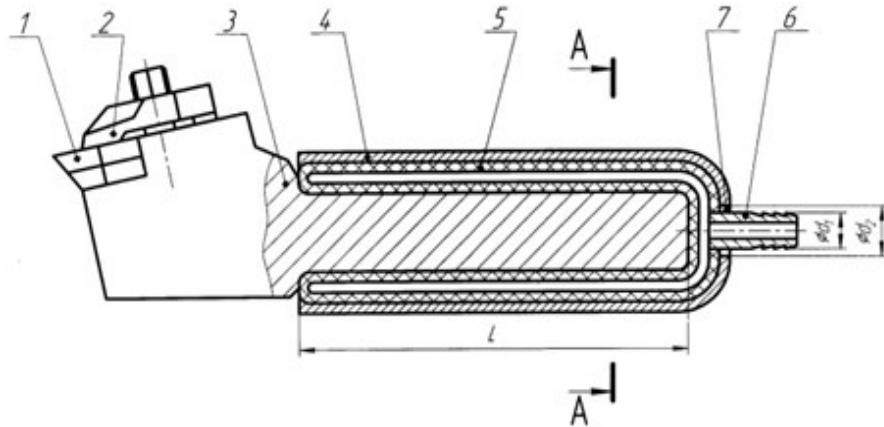
Список літератури

1. Минков М.А. Технология изготовления глубоких точных отверстий / М.А. Минков. М.: Машиностроение, 1975. 76 с.
2. Отений Я.Н. Прогрессивные методы обработки глубоких отверстий / Я.Н. Отений, Н.Я.Смольников, Н.В. Олыштынский. Волгоград: РПК «Политехник», 2003. 178 с.
3. <http://ees.elsevier.com/cirp/default.asp>
4. www.elsevier.com/locate/procedia
5. Підвищення продуктивності і надійності токарно-револьверних верстатів /В.Н. Шишкін, В.Є. Лоев, Л.І. Новицький, А.В. Шевченко. - К.,: Техніка, 1986. -95 с.
6. Шевченко О.В. Методи підвищення сталості процесу різання при токарній обробці нежорстким інструментальним оснащенням. Машинознавство № 8 (146). . Київ, 2009. с. 16-23.
7. Патент FR 2173957, EP 0571490, EP 1248692, US 3447402 и FR2173957 .
8. Орликов М.Л. Динамика станков. – К.: Выща школа, 1989. – 272с.
9. Ривин Е.И. Динамика привода станков.- М.: Машиностроение, 1966.- 204с.
- 10.Кудинов В.А. Динамика станков. - М.: Машиностроение, 1967. -360с.
- 11.Василенко Н.В. Теория колебаний: Учебное пособие. – К.: Вища школа, 1992. – 430 с.
- 12.СтрелянаЮ.О., Каінов Д.О., Фалалеев А.П. Динамічна модель процесу розточування / Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 129/2012. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. — Севастополь, 2012. с. 229-232.
- 13.Скуратов Д. Л., Бурмистров Е. В., Самыкин В. Н. Повышение виброустойчивости технологических систем при обработке деталей двигателей летательных аппаратов / Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, №3(19), 2009. с. 200-206.

- 14.Грезина А.В. Об устойчивости одной распределенной системы / Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского, 2013, № 6 (1), с. 180–184.
- 15.Биба С.К. Бакалаврська робота на тему «Підвищення вібростійкості розточування консольним інструментом з орієнтованою жорсткістю» 2018, с. 12-15.
- 16.Повышение производительности и надежности токарно-револьверных станков / В.Н. Шишкин, В.Е. Лоев, Л.И. Новицкий, А.В. Шевченко. – К.: Техніка, 1986, с. 18-22.
- 17.Биба С.В., Шевченко О.В. Підвищення вібростійкості розточувальної оправки токарно-револьверного верстата. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів "Інновації молоді - машинобудуванню". - Київ, НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського: 15.05.2018. с. 13-15.
- 18.Шевченко О.В., Гончаренко Л.О. Зниження інтенсивності коливань борштанги при розточуванні на токарних верстатах / Матеріали 6 міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем», - Чернігів: 26-29.04.2016. с. 66-69.
- 19.Кудинов В.А. Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании // Станки и инструмент. - 1997.- №2. - с.16-21.
- 20.Дьяконов В.П. Simulink 4: Специальный справочник.. – СПб: Питер, 2002. – 528 с.
- 21.Опір матеріалів: Підручник / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський; За ред. Г.С. Писаренка. – 2-ге вид. допов. і перероб. - Київ: Вища школа, 2004. – 655 с.
- 22.Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов.. - Киев: Выща школа, 1989. - 272 с.
- 23.Кудинов В.А. Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании // Станки и инструмент. - 1997.- №2. - с.16-21.
- 24.Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням: Навчальний посібник. – Київ: УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.

- 25.Розточувальна оправка: Патент на корисну модель № 117470: МПК В23В 29/02. Опуб. 26.06.2017, Бюл. № 12. – 3с. (автори Шевченко О.В., Яшник А.В., Беляєва А.Ю.)
- 26.Биба С.В., Шевченко О.В. Дослідження впливу наявності внутрішньої порожнини для встановлення демпфера в консольній частині борштанги та її радіальну жорсткість. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів "Інновації молоді - машинобудуванню". - Київ, НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського: 15.05.2019. с. 19-21.
- 27.Антивибрационный инструмент Silent Tools. Техническое руководство / SANDVIK Coromant, 2012.11. – 100 с.
- 28.ФОКИН В.Г. МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В МЕХАНИКЕ ДЕФОРМИРУЕМОГО ТВЁРДОГО ТЕЛА Учебное пособие. Самара 2010
- 29.Справка по SOLIDWORKS
(http://help.solidworks.com/2013/russian/SolidWorks/cworks/r_Maximum_von_Mises_Stress_Criterion.htm)

Конструкції з механізмами демпфірування вібрацій при обробці борштангами



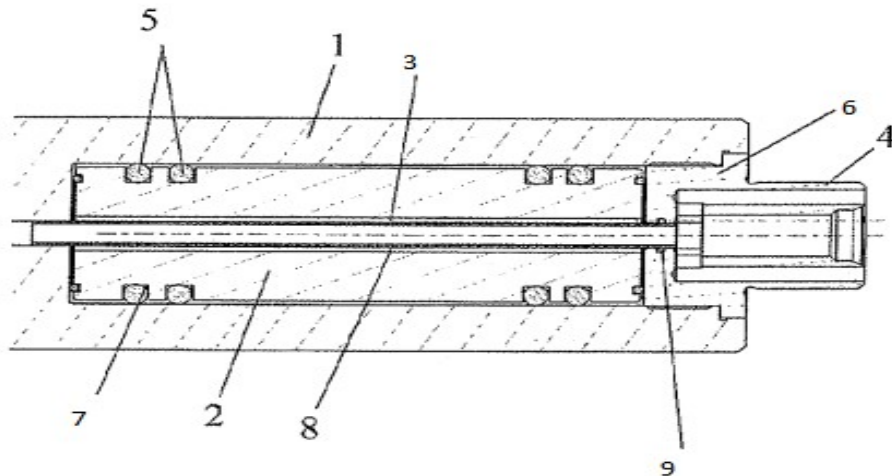
Фіруючий різець з контральною жорсткістю

RU 2535196

B23B27/00

(1- ріжуча пластина, 2- кріплення, 3- державка, 4- металева склянка, 5- еластична оболонка, 6- циліндричний штуцер, 7- отвір)

Демп

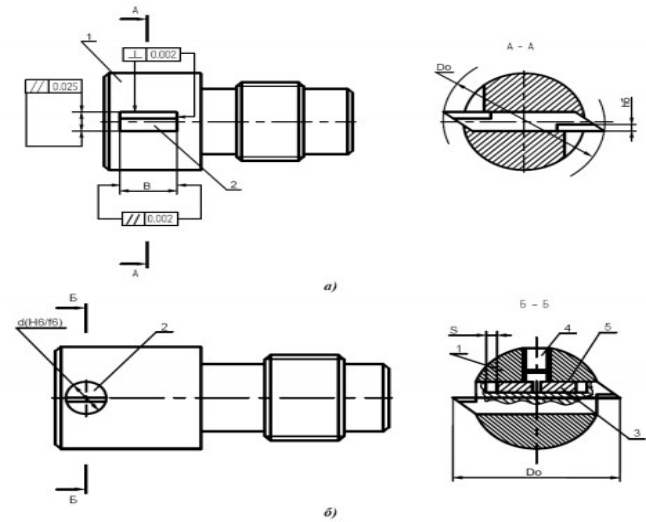


Тримач інструменту з демпфіруючим засобом

RU 2519192 C2

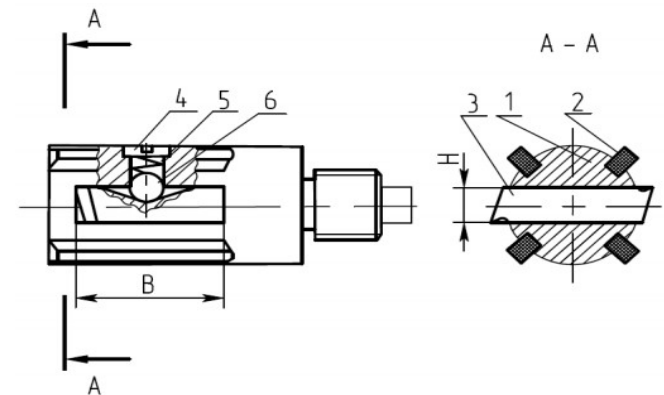
B23B 29/02 B23B 5/00

(1- державка, 2- демпфіруючий засіб, 3- осьовий отвір, 4- корпус, 5- упругодемпфіруючі елементи, 6- центруючий засіб, 7- кільцеві пази, 8- трубка, 9- канавка)



Головки для чистового розточування глибоких отворів

(1- Корпус, 2- плаваючий блок, 3, шпонка, 4- штифт)



Плаваюча дворізева розточна головка:

(1 - оправка, 2 - напрямна шпонка, 3 - плаваючий різець, 4 - штифт, 5 - пружина, 6 – кулька)

Відомі методи дослідження динамічних процесів у токарних верстатах при розточуванні

1. Розрахункова схема процесу розточування.

У зв'язку з великою глибиною оброблюваних отворів ($l/d \gg 5$, де l, d - глибина і діаметр отвору) борштанга представляється у вигляді пружного стрижня з безперервним розподілом маси з урахуванням її жорсткого кріплення до супорта.

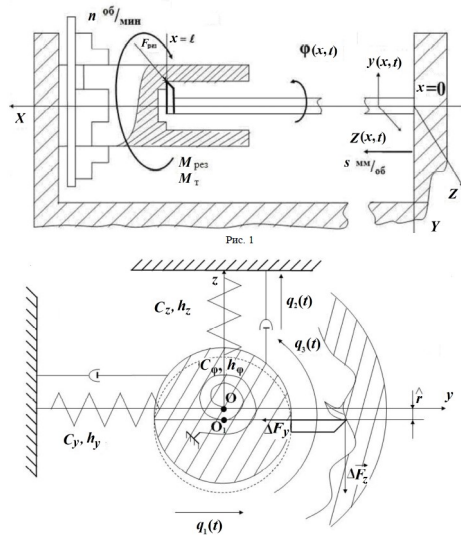
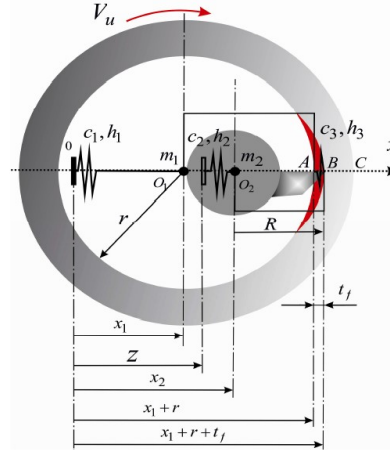


Рис. 1

$$\begin{aligned} m_{\text{пр}} \ddot{q}_1(t) + m_{\text{пр}} \hat{r} \ddot{q}_3(t) + h \dot{q}_1(t) + c q_1(t) &= -\Delta F_y, \\ m_{\text{пр}} \ddot{q}_2(t) + h \dot{q}_2(t) + c q_2(t) &= -\Delta F_z, \\ (J_{\text{пр}} + m_{\text{пр}} \hat{r}^2) \ddot{q}_3(t) + m_{\text{пр}} \hat{r} \ddot{q}_1(t) + \\ &+ h_{\phi} \dot{q}_3(t) + c_{\phi} q_3(t) = -\Delta M_x, \end{aligned}$$

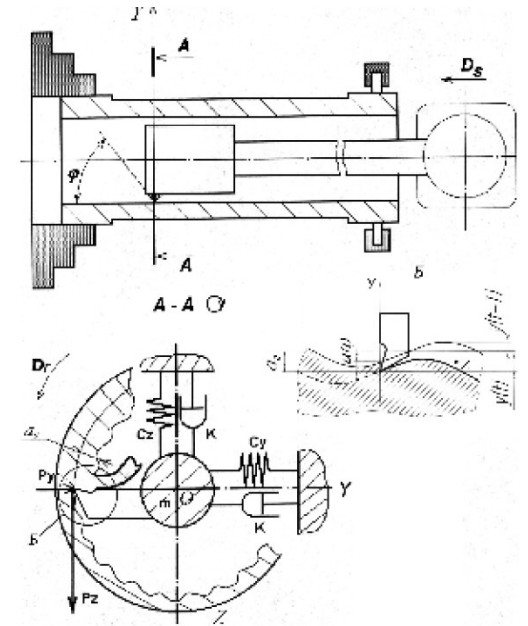
де позначено: $h = h_y = h_z$, $c = c_y = c_z$; $\Delta M_x = \Delta F_z r + \Delta F_y \hat{r}$, r - зовнішній радіус борштанги, \hat{r} - статичне зміщення приведеної маси борштанги під дією статичної сили різання F_z при розточуванні, ΔF_z та ΔF_y - динамічні складові сили різання відповідних координат.

2. Розрахункова схема для аналізу технологічної системи верстата в процесі розточування.



При моделюванні використано наступні позначення: - m_1 і m_2 - маси інструменту і заготовки з координатами x_1 і x_2 , відповідно; c_1 і c_2 - жорсткості оброблюваного виробу та борштанги; h_1 і h_2 - лінійні коефіцієнти демпфування; c_3 , h_3 - еквівалентна жорсткість і коефіцієнт демпфірування зони різання; V_u і V_k - лінійні швидкості поверхонь заготовки і інструменту, відповідно; z - відстань між опорою борштанги і верстатом.

3. Розрахункова схема глибокого розточування. При моделюванні прийняті наступні допущення: - в якості домінуючої коливальної системи розглядається консольно закріплена оправка з розточувальною головкою; - досліджуються коливання тільки в площині YOZ, перпендикулярної до осі заготовки; - маса коливальної системи приведена до вершини різця.



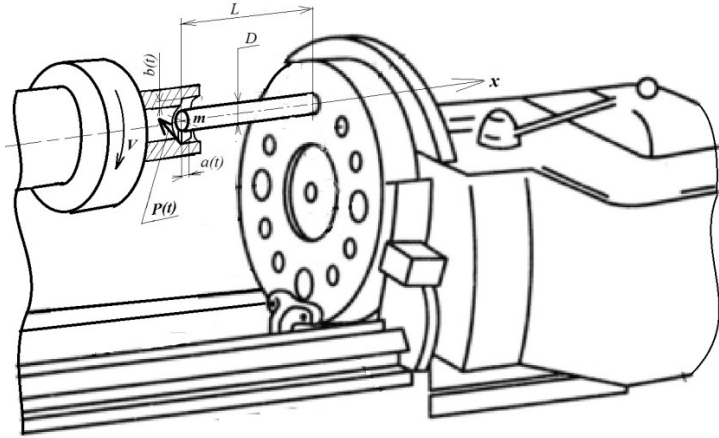
Заготовці надається головний обертальний рух D_g , а розточувальному інструменту - поступальне подача D_s . Математична модель представлена у вигляді системи рівнянь:

$$\begin{aligned} m \ddot{y} + K \dot{y} + C_y y &= P_y(t), \\ m \ddot{z} + K \dot{z} + C_z z &= P_z(t), \end{aligned}$$

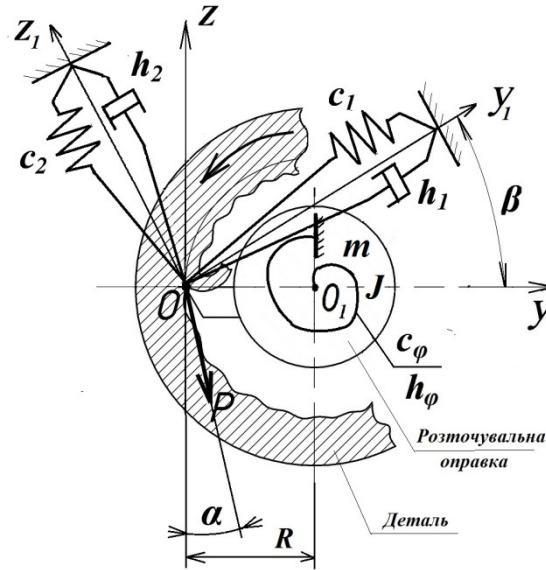
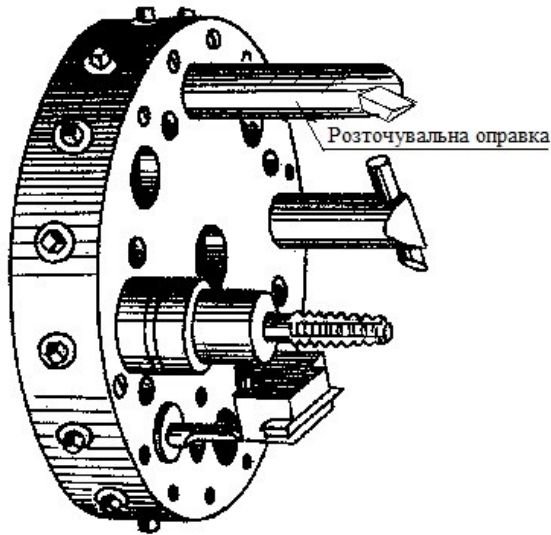
де m - еквівалентна зосереджена маса коливальної системи; K - узагальнений коефіцієнт опору (демпфування); C_y , C_z - коефіцієнти узагальненої жорсткості системи. Для опису складових сили різання: радіальної P_y і тангенціальної P_z - використовуються статичні залежності, приведені в нормативах режимів різання.

Моделювання процесу розточування на токарно-револьверному верстаті

Принципова схема процесу розточування на токарно-револьверному верстаті, де: L – довжина, D – зовнішній діаметр та m – маса консольної частини оправки, $a(t)$, $b(t)$ та $P(t)$ – поточні значення товщини, глибини та сили різання



Планшайба револьверної головки з горизонтальною віссю повороту



Рівняння руху домінуючої коливальної системи за нормальними координатами можна представити у наступному вигляді:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{y}_1 + h_1 \cdot \dot{y}_1 + c_1 \cdot y_1 = P(t) \cdot \sin(\beta - \alpha) \\ m \cdot \ddot{z}_1 + h_2 \cdot \dot{z}_1 + c_2 \cdot z_1 = -P(t) \cdot \cos(\beta - \alpha) \\ J \cdot \ddot{\phi} + h_\phi \cdot \dot{\phi} + c_\phi \cdot \phi = P(t) \cdot \cos \alpha \cdot R \end{cases}$$

де: m , J - приведена маса та момент інерції системи; h_1 і h_2 - приведені коефіцієнти демпфування та c_1 і c_2 - приведені коефіцієнти жорсткості в напрямках головних осей координат Oy_1 і Oz_1 , приведені коефіцієнти крутильної жорсткості c_ϕ та демпфування h_ϕ навколо поздовжньої осі x оправки, R – поточний радіус обробки

Зв'язок узагальнених координат y і z з головними координатами Oy_1 і Oz_1 використовують рівняння:

$$\begin{cases} y = y_1 \cdot \cos(\beta + \phi) - z_1 \cdot \sin(\beta + \phi) \\ z = y_1 \cdot \sin(\beta + \phi) + z_1 \cdot \cos(\beta + \phi) \end{cases}$$

де ϕ – кут повороту оправки навколо осі x від навантаження моментом сили різання $P(t)$ в т.О.

Початкові дані моделі:

Приведена то точки прикладання сили маса консольної частини оправки розраховується за формулою:

$$m_{np} = K_{np} \cdot \frac{\pi(D^4 - d^4)L \cdot \rho}{4}$$

де ρ – густина матеріалу консолі оправки (для сталі $\rho \approx 7850 \text{ кг/м}^3$).

Момент інерції системи J консольної частини оправки:

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)L \cdot \rho}{32 \cdot g}$$

де g – прискорення вільного падіння.

Приведені коефіцієнти жорсткості c_1 і c_2 розраховуються за формулою прогину консольної балки від зосередженого навантаження:

$$\delta = \frac{P \cdot l^3}{3E \cdot J}, \text{ а жорсткість } c = \frac{P}{\delta}$$

де δ – деформація в напрямку дії сили P , E – модуль пружності матеріалу оправки, J – осьовий момент інерції перерізу

консолі, що для кола $J_y = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$,

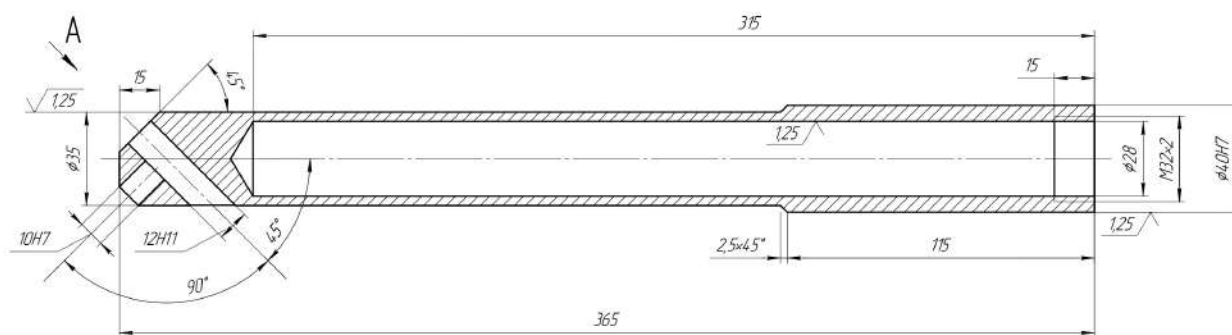
$$J_y = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

а для кільця

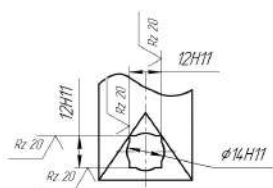
Приведені коефіцієнти демпфування h_1 і h_2 :

$$h = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{c \cdot m}$$

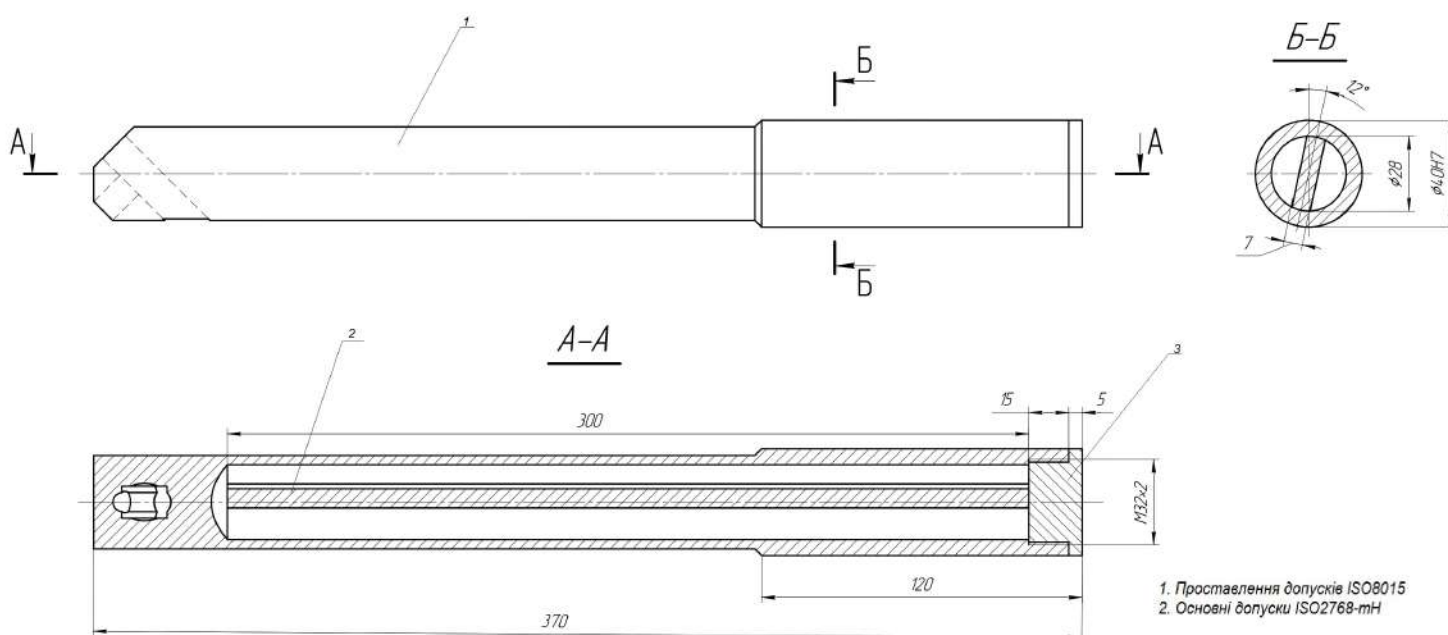
де λ – логарифмічний декремент коливаль.



Вид А (повернуто)



1. Проставлення допусків ISO8015
2. Основні допуски ISO2768-mH

[illegible]

1. Проставлення допусків ISO8015
2. Основні допуски ISO2768-mH

[illegible]

Дослідження впливу наявності внутрішньої порожнини для встановлення демпфера в консольній частині розточувальної оправки на її радіальну жорсткість

На основі розрахунків виготовлено дослідну конструкцію розточувальної оправки.

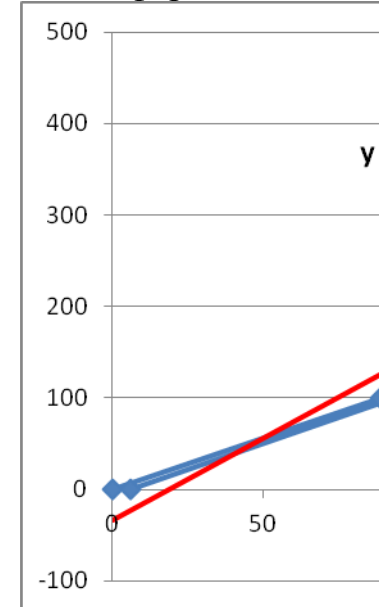


Стенд для визначення радіальної жорсткості консольної частини оправки $d = 34$ мм, $l = 250$ мм.

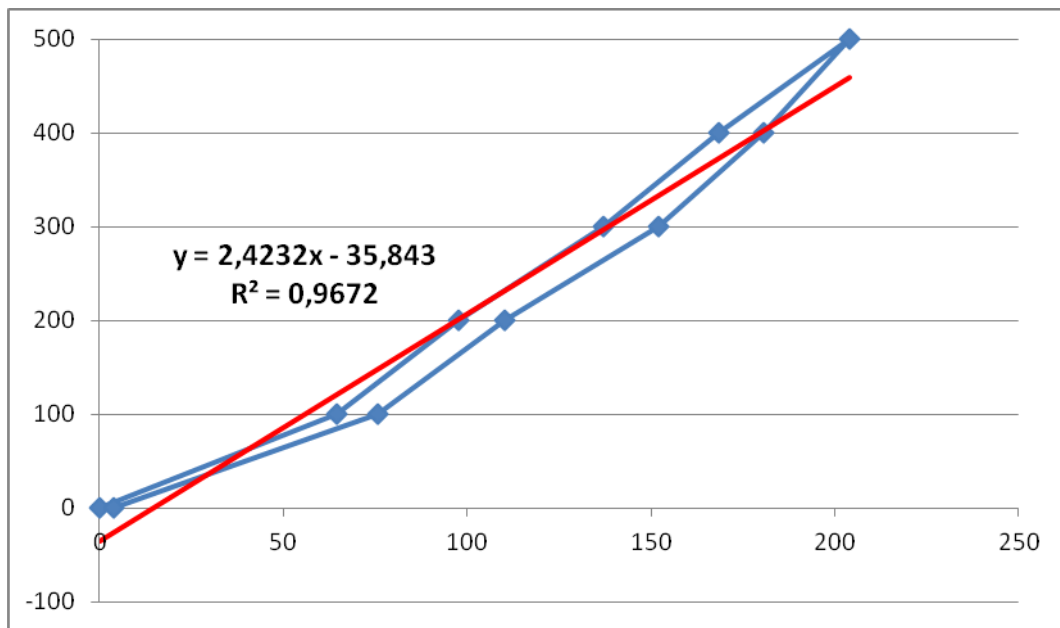
В ході дослідження було отримано дві таблиці навантажень за даними якої було сформовано таблицю відповідності деформації та сили навантаження

Деформ.	P_y	Деформ.	P_z
рмкм	Н	мкм	Н
0	0	0	0
89	100	64,7	100
130,7	200	97,7	200
193,7	300	137	300
229,7	400	168,3	400
284,3	500	204	500
237,7	400	180,7	400
198,3	300	152	300
140,7	200	110,3	200
93,7	100	75,7	100
6	0	4	0

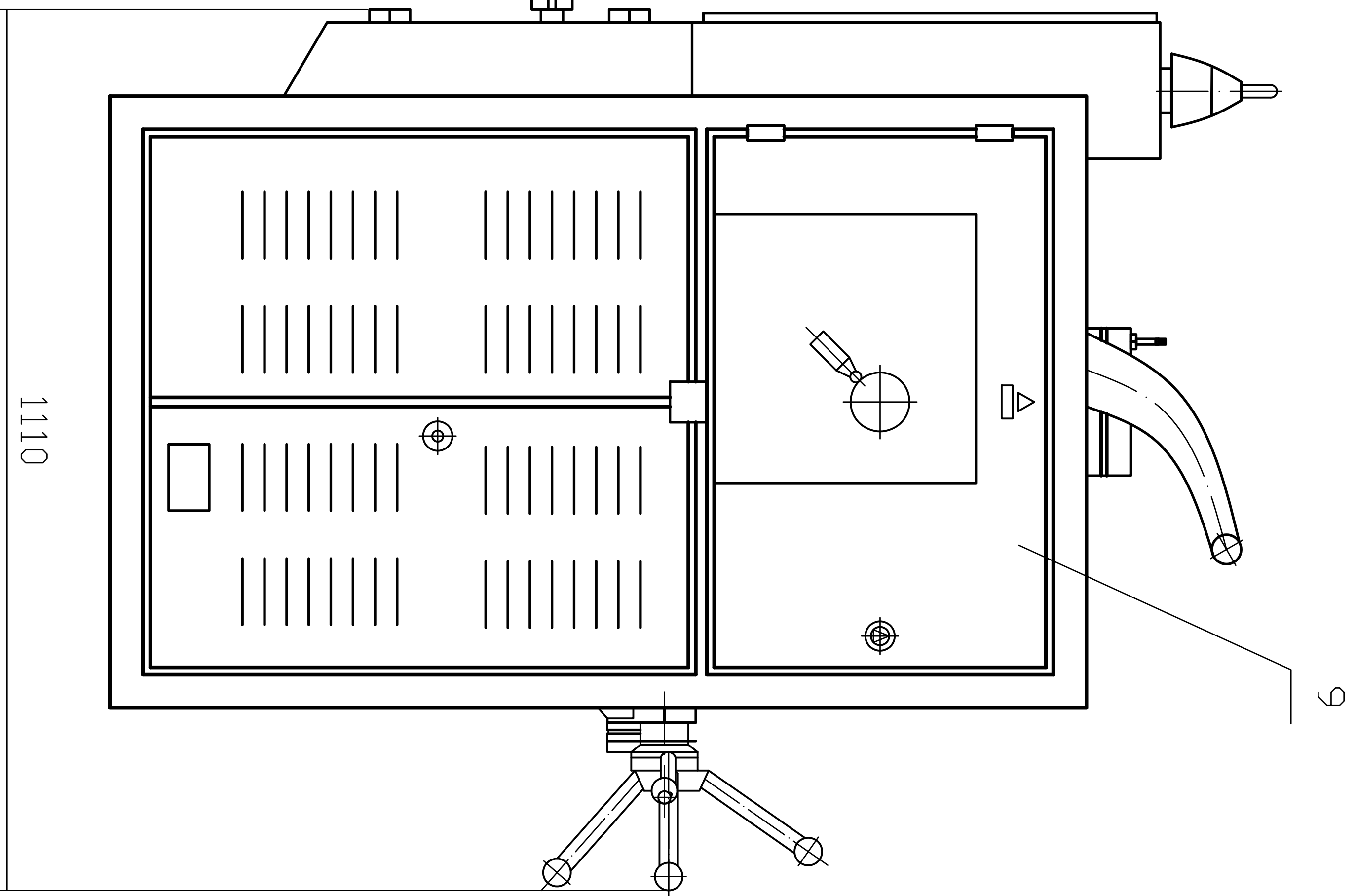
За даними таблиці були створені діаграми деформації



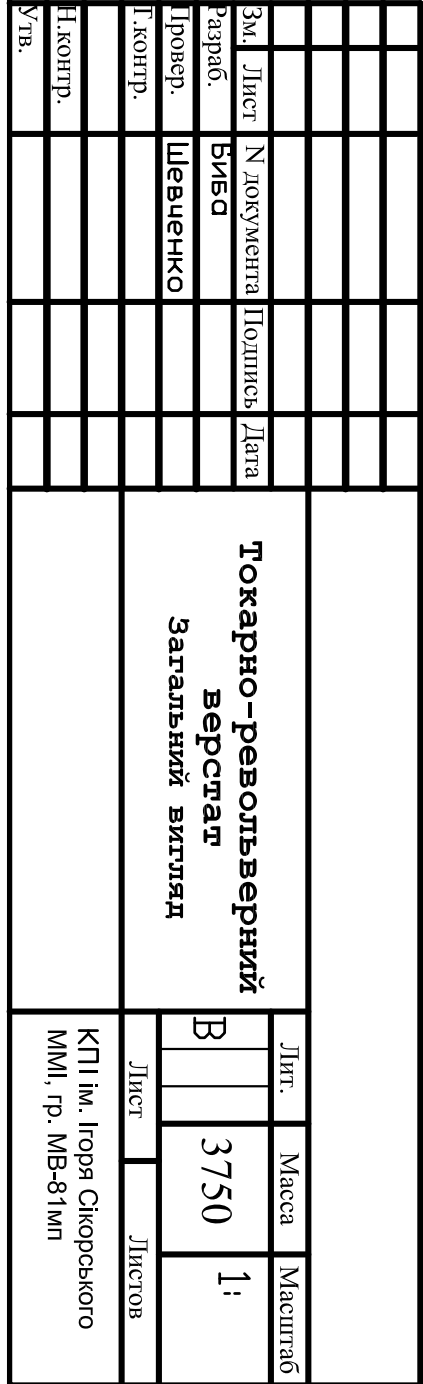
Діаграма деформації вздовж осі У.



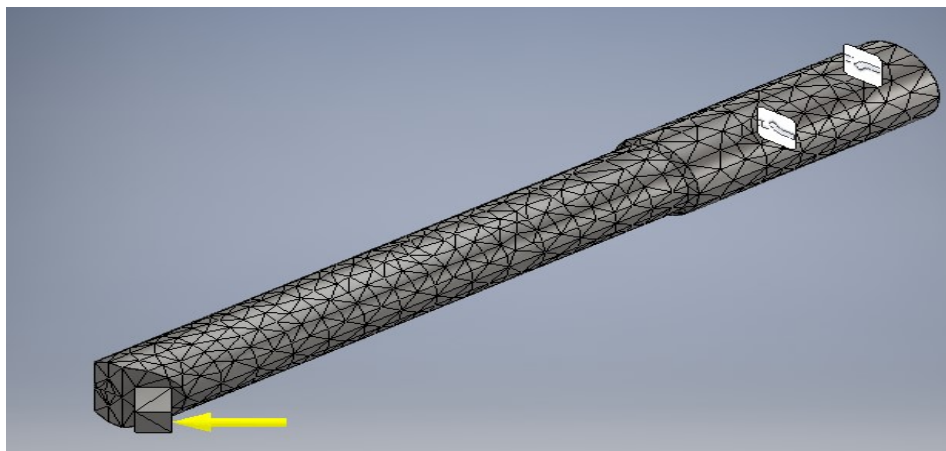
Діаграма деформації вздовж осі Z.



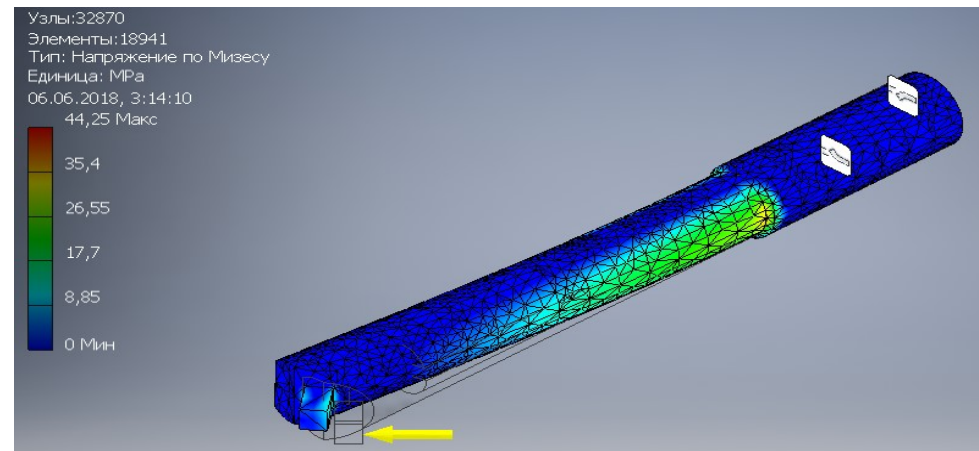
- 6/3
барабаня шіснадцяти-
гніздна з горизонтальною
вісю



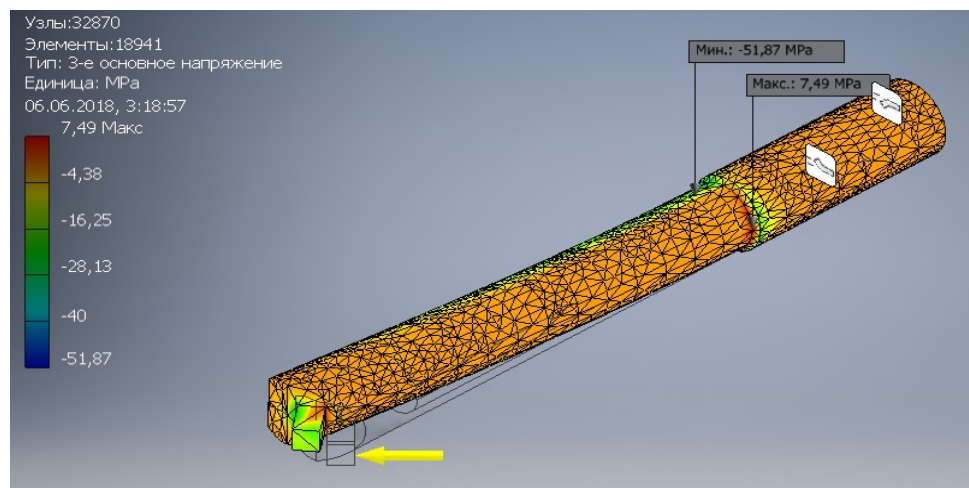
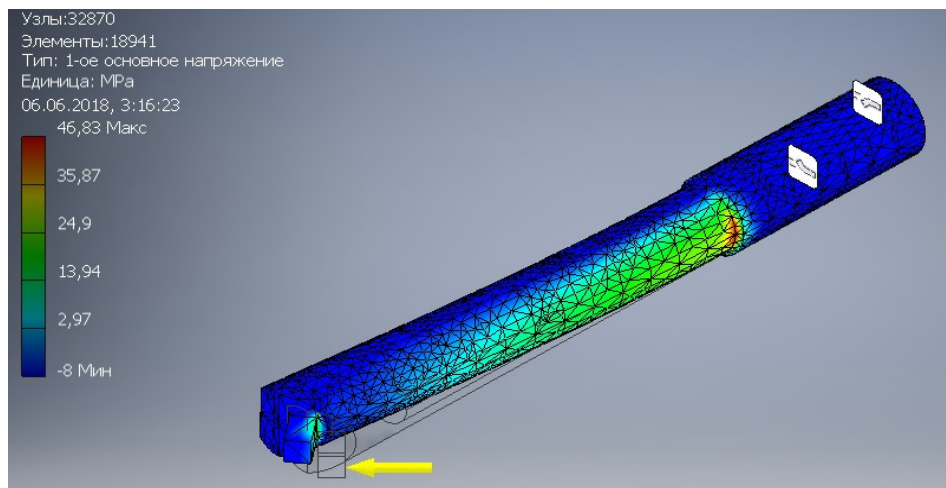
РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ КОНСОЛЬНОЇ ОПРАВКИ



Розрахункова модель борштанги з орієнтованою жорсткістю



Напряження по Мізесу



Картини деформацій консольної оправки в радіальному Z та тангенціальному Y напрямках

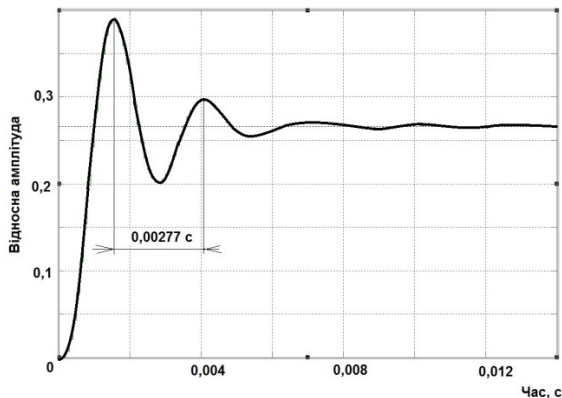
РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ КОНСОЛЬНОЇ ОПРАВКИ

$= 1,98 \text{ Н/мкм}$, $C_T = 2,50 \text{ Н/мкм}$.

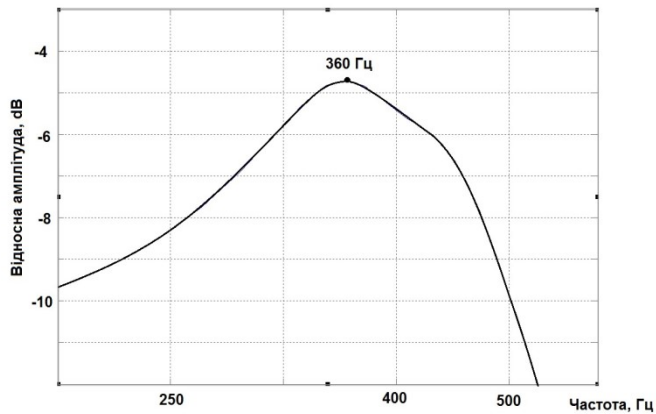
Теоретичні дослідження частотних характеристик пружної системи розточувальної оправки токарно-револьверного верстата

Розточувальна оправка
 $D = 34 \text{ мм}$, $d = 16 \text{ мм}$, $l = 250 \text{ мм}$, $d/D = 0,47$

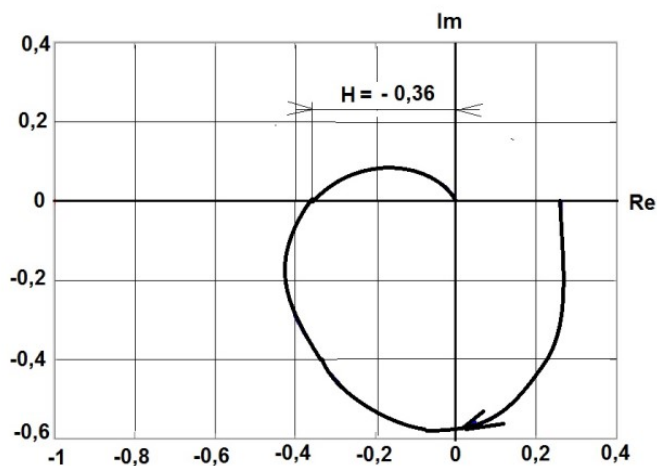
Графік вільних коливань



Амплітудно-частотна характеристика



Амплітудно-фазово-частотна характеристика

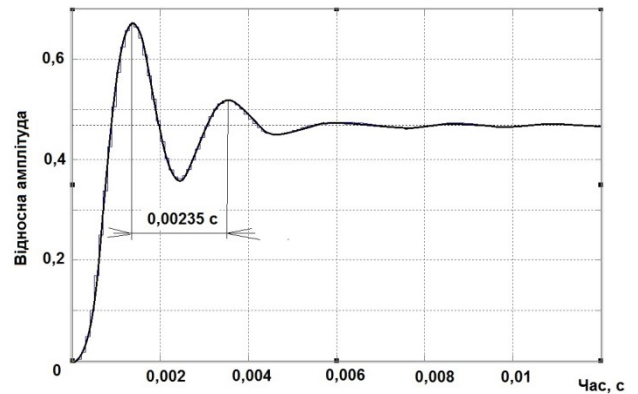


При $H = 0,36$ $L = 8,9$

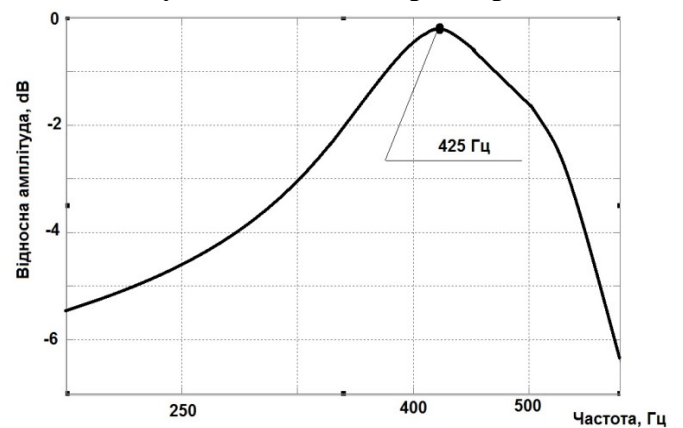
Пружна система має достатній запас сталості

Розточувальна оправка
 $D = 34 \text{ мм}$, $d = 28 \text{ мм}$, $l = 250 \text{ мм}$

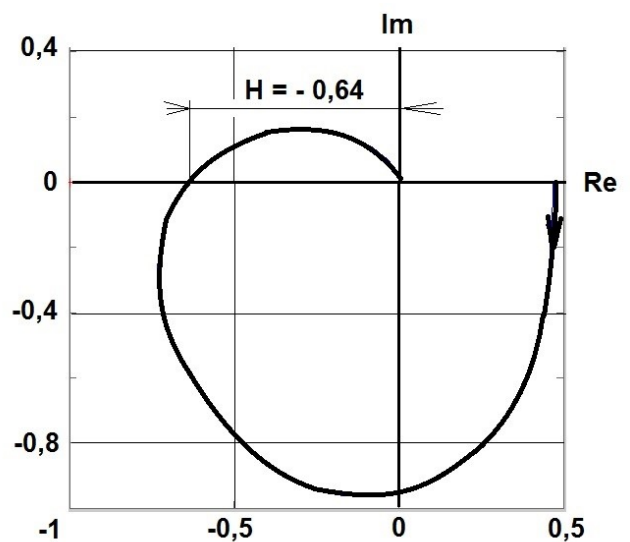
Графік вільних коливань



Амплітудно-частотна характеристика



Амплітудно-фазово-частотна характеристика



При $H = 0,64$ $L = 3,87$

Пружна система має недостатній запас сталості

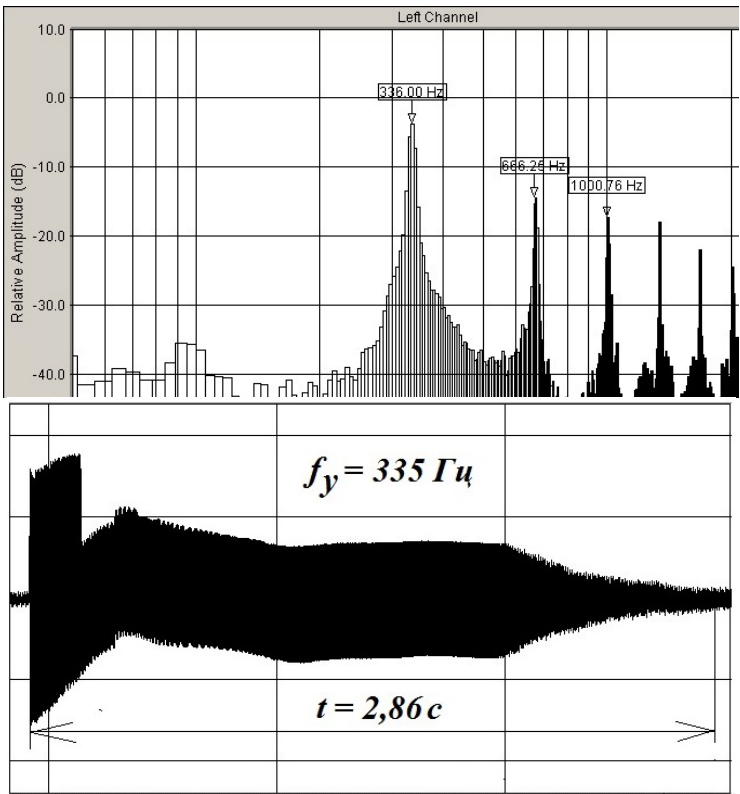
$$\text{Запас сталості за амплітудою: } L = 20 \lg \frac{1}{H} \text{ (дБ)}$$

Для металорізальних верстатів рекомендовано: $L \geq 8 \div 12 \text{ дБ}$

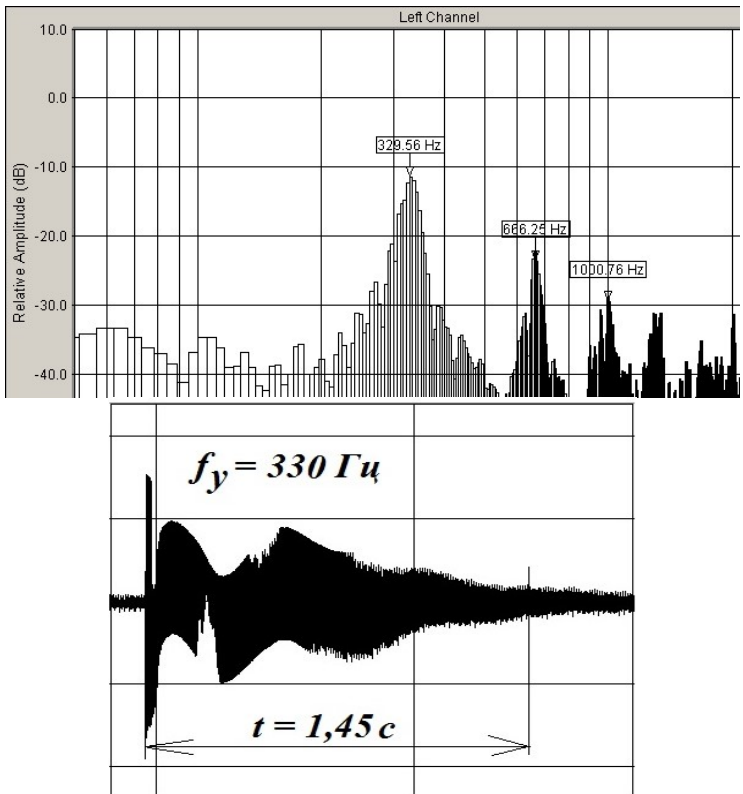
Результати дослідження динамічних характеристик розточувальної оправки

Додаток Й

Спектр вільних коливань розточувальної оправки в напрямку складової P_y сили різання та графік затухаючих коливань оправки напрямку координати Y без демпфера а) та з демпфером б).

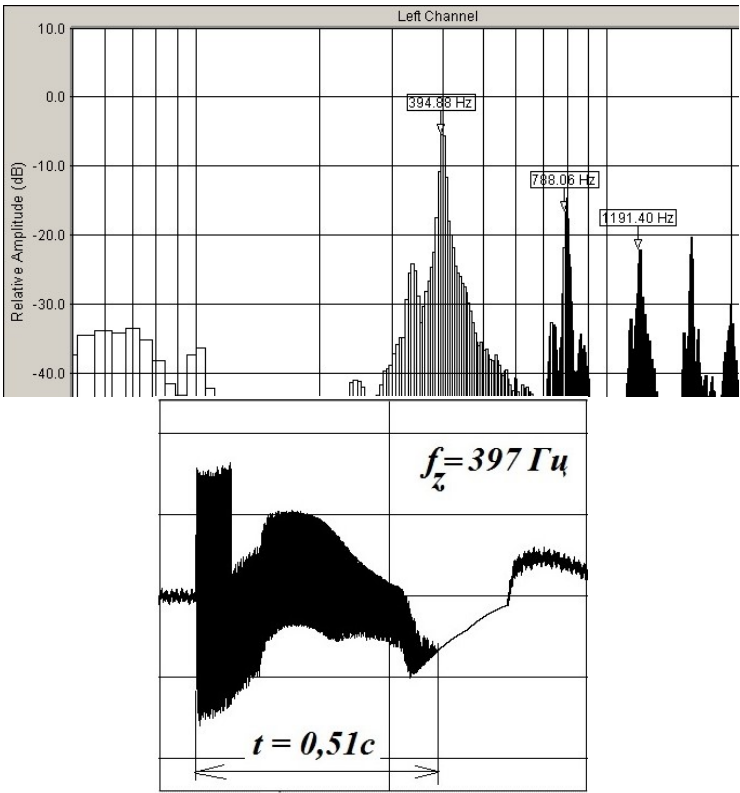


а)

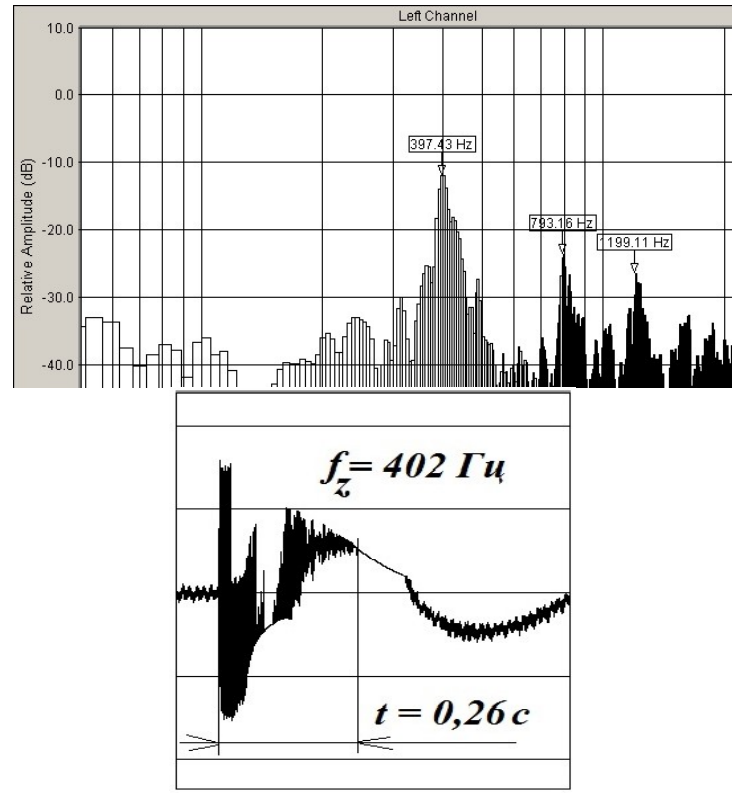


б)

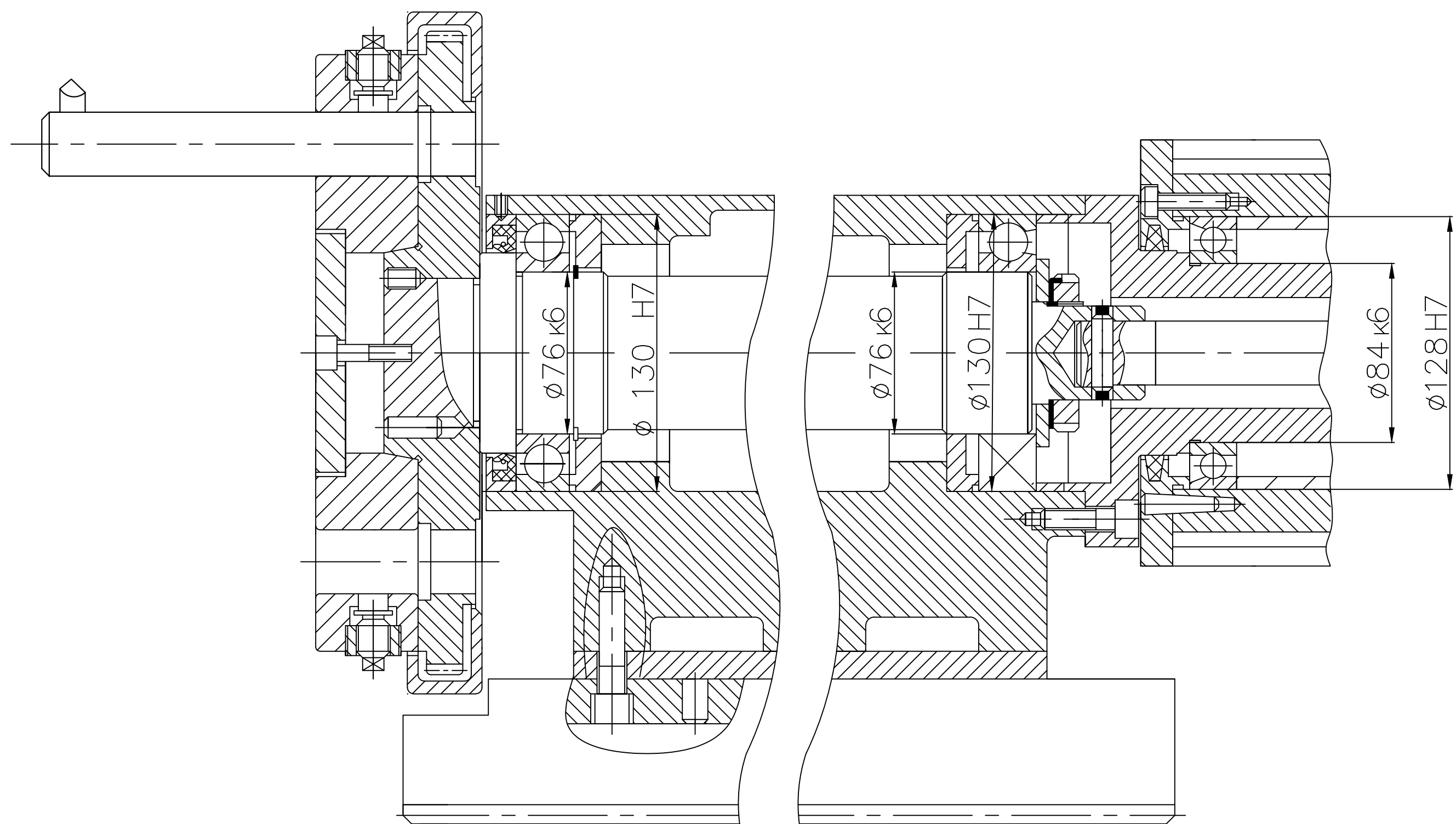
Спектр вільних коливань штатної опраки в напрямку складової P_z сили різання та графік затухаючих коливань оправки напрямку координати Z без демпфера а) та з демпфером б).



а)



б)

[illegible]